This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

THB
.H85
T

THEORIE UND BERECHNUNG

DER

HEISSDAMPFMASCHINEN

VON

JOSEF HRABÁK

Digitized by Google

Library
of the
University of Wisconsin

Presented by
Mrs. Storm Bull
Madison

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

THEORIE UND PRACTISCHE BERECHNUNG

DER

HEISSDAMPFMASCHINEN.

MIT EINEM ANHANGE ÜBER DIE

ZWEICYLINDER-CONDENSATIONS-MASCHINEN

MIT HOHEM DAMPFDRUCK.

VON

JOSEF ḤRABÁK

K. K. HOFRAT, EMER. PROFESSOR DER K. K. BERGAKADEMIE IN PŘIBRAM.

BERLIN.

VERLAG VON JULIUS SPRINGER.

1904.

Digitized by Google

Alle Rechte, insbesondere das der
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

DRUCK VON H. S. HERMANN IN BERLIN.

Digitized by Google

123260
OCT 15 1908
THB
H85
T

6951335

Vorwort.

Es muß zugegeben werden, daß es seit dem letzten Decennium mit der Anwendung des überhitzten Dampfes Ernst zu werden beginnt, ja es ist kaum mehr zu bezweifeln, daß die Heißdampfmaschinen — und neben ihnen für Schnellbetrieb die Dampfturbinen — die herrschenden Umtriebsmaschinen des zwanzigsten Jahrhunderts sein werden, wenn auch in gewissen Fällen die Gasexplosionsmaschinen mit denselben in Concurrenz treten sollten.

Bei alledem wird die bisherige, bis zur höchsten Stufe der Vollendung ausgebildete „Naßdampfmaschine" nicht zu leben aufhören, ja sie wird — zum mindesten im Bereiche der Theorie — selbst dann noch leben, wenn einmal — posito sed non concesso — alle Dampfmaschinen auf „Heißdampf" eingerichtet sein könnten und sollten!

Eine für die Zwecke der Praxis verwendbare, einfach und bequem anwendbare Theorie der Heißdampfmaschine kann sich nämlich nach meinem Dafürhalten nur auf die Theorie der Naßdampfmaschine stützen, denn nur diese hat eine dem physikalischen Zustande nach fest charakterisierte, motorische Substanz für sich, als welche der gesättigte, bezw. der als gesättigt angesehene Wasserdampf*) — im Gegensatz zu dem physikalisch unsteten Wesen des Heißdampfes — zu bezeichnen ist.

Und so stützt sich denn meine vorliegende „theoretisch-practische" Abhandlung über die Heißdampfmaschine — wohl eine Erstlings-Erscheinung auf diesem Gebiete — auf die theoretisch-practischen Resultate der Naßdampfmaschine;

das heißt:

Die hauptsächlichsten Bestimmungsgrößen der Heißdampfmaschine, insbesondere die Leistung und der Dampfverbrauch, werden nicht etwa für den (physikalisch höchst schwankenden) Heißdampf direct bestimmt, sondern vielmehr aus den analogen Größen der Naßdampfmaschine abgeleitet, derart, daß schließlich für die practische Anwendung lediglich je eine einfache numerische Multiplication auszuführen ist, um erstlich aus der Leistung für Naßdampf jene für Heißdampf, um ferner aus dem nutzbaren Dampfverbrauche für Naßdampf den nutzbaren Verbrauch an Heißdampf etc. zu erhalten.

Die betreffenden Reductions-Coëfficienten gestalten sich für verschiedene Überhitzungsgrade allerdings auch verschieden, sind jedoch aus tabellarischen

*) Indem der gesättigte Wasserdampf bei einer gewissen Spannung eine bestimmte Temperatur und Dichte besitzt.

Digitized by Google

Angaben höchst einfach zu entnehmen, sodaß die Bestimmung der Leistung und des Dampfverbrauches einer Heißdampfmaschine aus den gleich benannten Größen einer gleichen Naßdampfmaschine ungemein leicht durchzuführen ist. Hiebei wird zugleich der Vergleich des Heißdampfbetriebes mit dem Naßdampfbetrieb unter einem erledigt.

Meine theoretische Entwicklung der schließlichen practischen Regeln hat zur erstlichen Grundlage die auf verläßliche Beobachtungen gestützten Angaben von Hofrat Doerfel und Prof. Schröter, wonach der Exponent k des (polytropischen) Expansionsgesetzes

$$p\,v^k = \text{Const.}$$

je nach dem Überhitzungsgrade zwischen den Werten 1,1 und 1,25 (beiläufig) sich bewegt.

Auf dieser Grundlage und mit Rücksicht auf die vorliegenden Versuchs- und Erfahrungsresultate entwickelte ich in einer sechs Paragraphe umfassenden **„ersten Abhandlung"** die Bestimmung der Leistung und des Dampfverbrauches für zwei (meist übliche) Überhitzungsstufen, nämlich:

A. für die **„mittelhohe"** Dampfüberhitzung um 80° bei größeren und 120° bei kleinen Füllungen, im Mittel um **100°** C bei mittelgroßen (gangbaren) Füllungen;

B. für eine **„sehr hohe"** Überhitzung um 120° bei größeren und 160° bei kleinen, im Mittel um **140°** C bei mittelgroßen Füllungen.

In dieser ersten, an sich abgeschlossenen Abhandlung sind zugleich die erforderlichen Winke über die indirecte (als die günstigere) und die directe (minder günstige) Überhitzung und hiemit zusammenhängend über den Brennstoff-Verbrauch (letzteres vorläufig nur in Worten, ohne Zahlen) angeführt. Tabellarische Übersichten der Resultate für alle Maschinenarten bei verschiedenen Dampfspannungen bilden den Schluß dieser ersten Abhandlung.

Die **zweite Abhandlung** bildet zunächst in § 7, 8 und 9 ein der Ausdehnung nach möglichst kurz gefaßtes, dem Inhalte nach jedoch wesentlich erweitertes **„Supplement"** und zugleich in mehrfacher Hinsicht eine „Alternative" der ersten Abhandlung. Hier werden außer den Überhitzungsstufen A und B und an dieselben anschließend noch zwei weitere Stufen rechnungsmäßig in betracht gezogen, und zwar:

A_0. eine **„mäßige"** Überhitzung um 50° bis 80°, und

C. die **„höchste"** Überhitzung um 160° bis 200° C.

Diese „höchste" Überhitzung wird nicht sowohl als solche — weil sie eben nur ausnahmsweise (etwa bei der W. Schmidt-Maschineneinrichtung) wirklich vorkommen dürfte —, als vielmehr zu dem Zwecke behandelt, um nach den rechnungsmäßigen Ergebnissen derselben wenigstens annähernd die Betriebsresultate einer tatsächlich zwar geringeren Überhitzung, jedoch bei Anwendung **zweier** Überhitzer (hievon einer dem Expansions-Cylinder vor-

Digitized by Google

gelegt) beurteilen zu können, für welche Combination eine directe rechnungsmäßige Behandlung durch den Verfasser nicht zu erbringen war, und auch anderweitig kaum zu erbringen sein wird.

Diese Combination zweier Überhitzer hält übrigens der Verfasser nur dann für gerechtfertigt, wenn aus irgend welchen Beweggründen von der betriebs-ökonomisch jedenfalls günstigsten indirecten Überhitzung Abstand genommen wird, und eine **directe** Überhitzung in besonderem Ofen zur Anwendung kommt; unter solchen Umständen bringe man in dem ohnehin vorhandenen besonderen Ofen **zwei** combinierte Überhitzer (nach Angabe an betr. Orte) an, und man wird bei entsprechend hochgradiger Überhitzung den nach Möglichkeit **kleinsten Dampfverbrauch** erzielen, sonach im besten Sinne „aus der Not eine Tugend machen" können. Die beşte „Tugend" beut jedoch nach wie vor (bei möglichster Nähe der Maschine an der Kesselanlage) die entsprechend ausgiebige einfache **indirecte** Überhitzung bei Vermeidung jeglicher Sonderheizung des Überhitzers!

Die Trennung meiner bisherigen Gesamtdarstellung (die Leistung und den Dampfverbrauch betreffend) in zwei Abhandlungen war aus mehrfacher Rücksicht (namentlich um Complicationen von vorneher zu vermeiden) dringend geboten.

Im Anschlusse an die zweite Abhandlung folgt im § 10 eine „Übersicht derjenigen Angaben für Naßdampfmaschinen, welche zur Berechnung der Heißdampfmaschinen benötigt werden".

Die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Naßdampfmaschine kann jedoch nicht mit diesen „Angaben" allein, sondern füglich nur mittels meines „Hilfsbuches für Dampfmaschinen-Techniker" vorgenommen werden.

Aufgrund der nunmehr gewonnenen Angaben und Regeln ist in § 11 ein „Beispiel über die Ausmittlung des kleinsten Dampfverbrauches" beim currenten Betrieb exacter Maschinen durchgeführt. Dieser „currente" Betrieb (Dauerbetrieb) ist mehrweniger durchwegs bei meinen Auseinandersetzungen vorgesehen, obwohl ich auch numerische Ansätze (namentlich des Dampfverbrauches) wagte, welche als Grenze (limes) des Erreichbaren zu erachten sein dürften. Zu diesen gewagten Ansätzen veranlaßte mich die überaus befriedigende Übereinstimmung meiner Rechnungsergebnisse mit den Versuchsresultaten von Doerfel, Schröter u. a. m.

Schließlich folgt in § 12 eine Darstellung „Über die annähernde Bestimmung der Brennstoff-Ersparnis und des Kohlenverbrauches bei der Dampfüberhitzung". Obwohl für diese Darstellung nur spärliche Anhaltspunkte vorliegen, hat es der Verfasser dennoch gewagt, seine Betrachtung auf alle möglichen Modalitäten der Überhitzung rechnungsmäßig auszudehnen, und es wird ihm zur Befriedigung gereichen, wenn hiermit eben nur eine „annähernde" Übereinstimmung seiner Auseinandersetzung mit den zu erzielenden Ergebnissen der wirklichen Anwendung erreicht wird. Im Vergleiche mit dem etwas reichlich bemessenen Dampfverbrauche dürfte der Brennstoff-Verbrauch hiernach etwas knapp bemessen und (vielleicht) der Wirklichkeit möglichst nahe sein.

Digitized by Google

Den Abhandlungen über Heißdampfmaschinen ist hier als Anhang eine zunächst textuelle, dann (als Hauptsache) eine tabellarische Darstellung der **„Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck"** angeschlossen, weil einerseits diese Maschinen aus den im Texte angegebenen Gründen in meinem „Hilfsbuche für Dampfmaschinen-Techniker" bisher fehlten, in Fachkreisen aber bereits seit geraumer Zeit sichtlich ungern vermißt wurden, — sowie, weil andererseits gerade diese Maschinen in der gegenwärtigen Zeit mit Vorliebe als Heißdampfmaschinen hergestellt werden.

Für die Zweicylinder-Condens.-Maschinen werden hier die absoluten Admissions-Spannungen $p = 9$, 10, 11 und 12 Atm. ins Auge gefaßt und wird zugleich nachgewiesen, daß bereits für $p = 12$ Atm., ganz gewiß aber für noch höhere Spannungen aus dampfökonomischen Rücksichten die Dreicylinder-Condens.-Maschine der Zweicylinder-Maschine entschieden vorzuziehen ist.

Přibram, im April 1904.

Josef Hrabák.

Digitized by Google

Inhalts-Verzeichnis.

Theorie und practische Berechnung der Heißdampfmaschinen.

ERSTE ABHANDLUNG. Seite

§ 1. Allgemeines und Geschichtliches 3
§ 2. Berechnung der Heißdampfmaschinen inbetreff der Leistung 5
§ 3. Theorie zur Ermittlung des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen 11
§ 4. Die Dampfverluste und der Gesamt-Dampfverbrauch der Heißdampfmaschinen 17
§ 5. Anleitung zur Berechnung der Heißdampf-Maschinen nach den Ergebnissen der I. Abhandlung 23
§ 6. Tabellen zur Vergleichung der indic. Leistung und des Dampf-Consums exacter Dampfmaschinen ohne und mit Dampfüberhitzung . . 29

ZWEITE ABHANDLUNG (Supplement und Alternative).

§ 7. Theoretischer Vorbericht 36
§ 8. Practische Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen nach dem Supplement (für vier Überhitzstufen) 44
§ 9. Vergleichungs-Tabellen der Berechnungs-Resultate für Heißdampfmaschinen nach der zweiten Abhandlung (bei vier Überhitzstufen) . 51
§ 10. Übersicht derjenigen Angaben für Naßdampfmaschinen, welche zur Berechnung der Heißdampfmaschine benötigt werden 59
§ 11. Beispiel über die Ausmittlung des kleinsten Dampfverbrauches . . . 66
§ 12. Über die annähernde Bestimmung der Brennstoff-Ersparnis und des Kohlenverbrauches bei der Dampfüberhitzung 69

ANHANG.

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck.

Begleitworte zu den nachfolgenden Tabellen 85
Tabellen über die Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck 89

Berichtigung und Ergänzung zu den Heißdampfmaschinen 99

Digitized by Google

Digitized by Google

Theorie und practische Berechnung

der

Heißdampfmaschinen.

Digitized by Google

Digitized by Google

Heißdampfmaschinen. Erste Abhandlung.

§ 1.

Allgemeines und Geschichtliches.

In der zweiten Hälfte des 19. Jahrhundertes wurde die Dampfmaschine — vornehmlich durch die Initiative des großen Redtenbacher — sowohl nach der theoretischen als auch nach der practischen (constructiven) Richtung derart ausgebildet, daß sie schließlich auch in ökonomischer Beziehung nichts zu wünschen übrig ließ, und demgemäß auch zu einer sozusagen „weltbeherrschenden" Geltung gelangte.

Die in der Tat „glänzenden" Erfolge der verschiedenen, alle Zweige der Industrie umfassenden Dampfmaschinenbetriebe hatten nur an **einem** Mangel zu leiden, welcher dahin lautete, daß diese Erfolge sonderzweifel noch „glänzender" wären, wenn die motorische Substanz, der Wasserdampf, wie ein permanentes Gas sich verhielte. Nun besitzt aber der Wasserdampf, wie er in unseren Dampfkesseln unmittelbar erzeugt wird, neben vielen „edelen" Eigenschaften leider auch eine recht unangenehme Eigenschaft, welche darin besteht, daß derselbe bei jeder Abkühlung und bei jeder nützlichen Arbeitsverrichtung durch seine Expansion zum Teile, und zwar zu einem sehr ansehnlichen Teile in den tropfbaren Zustand übergeht — sich condensiert, und dieser condensierte Anteil hiemit arbeitsunfähig wird. Aus diesem Umstande erwachsen die wohl bekannten und viel beklagten „Abkühlungs-Verluste", welche nicht bloß dem Practiker durch ihre Unvermeidlichkeit, sondern auch dem Theoretiker durch ihre schwierige Ermittelbarkeit*) ungemein fühlbare Unannehmlichkeiten verursachten.

Wohl hat man das Mittel, wodurch diese Unannehmlichkeiten zum großen und selbst auch zum größten Teile vermieden werden könnten, längst erkannt; es besteht eben darin, daß man dem gesättigten oder vielmehr stets nassen Kesseldampfe vor seinem Eintritte in die Dampfmaschine eine entsprechende Wärmemenge zuführt, d. h. denselben bei nahezu gleichbleibender Spannung **überhitzt**; solch' ein überhitzter Dampf wird sodann die unvermeidlichen Abkühlungen erstlich schon in der Dampfleitung und vornehmlich in der Maschine während der Admission, bei der Expansion etc. ertragen können, ohne den Sättigungspunct zu erreichen; eventuell wird dies (bei minder intensiver Überhitzung) doch ansehnlichenteils der Fall sein.

Nach einem Vortrage des Oberingenieurs A. Rieder (mitgeteilt in einer Broschüre betitelt „Die Überhitzung und ihre practische Verwertung") wurde der Gedanke, den im Dampfkessel erzeugten nassen Dampf (sei es in den Feuerzügen oder in einem separat geheizten Apparat) zu überhitzen schon in der ersten Hälfte des XIX. Jahrhundertes angeregt. „Die Dampfschiffahrt

*) Der Verfasser hat der Ausmittlung der Abkühlungs-Verluste zum Zwecke ihrer practischen Brauchbarkeit ein Stück seines geistigen Lebens gewidmet.

Digitized by Google

ganz besonders zeigte hohes Interesse für die Überhitzung, speciell die englische und französische Marine, so daß in den 60er Jahren mehrere Dampfer mit Überhitzer-Apparaten versehen waren."

Wissenschaftlich eingehend beschäftigte sich mit der Frage der Dampfüberhitzung „der große Thermodynamiker G. A. Hirn in Logelbach bei Colmar"; er sah voraus, was sich erst jetzt so glänzend verwirklicht, daß die Dampfüberhitzung es ermöglichen wird, den Dampfverbrauch in den Dampfmaschinen bis zur äußersten Grenze des practisch Erreichbaren zu reduzieren*).

Obwohl bereits in den 60er Jahren Hirn selbst Überhitzer-Apparate erbaut hatte (bestehend aus einem System glatter Röhren, welche in einem speciellen Raume neben den Kesseln von den Heizgasen der Kessel bestrichen wurden), dauerte es bis nahe zu dem letzten Decennium des 19. Jahrhundertes, bevor die Dampfüberhitzung practisch zu der verdienten Wertschätzung und Geltung gelangte.

Die Ursache dieser verspäteten Anwendung einer anerkannt vorzüglichen Vorrichtung bestand in den verschiedenen Schwierigkeiten ihrer technischen Ausführung und Betätigung. Vor Allem bot die Ausführung der Überhitzer selbst, wenn sie die große Hitze der Feuergase dauernd, ohne dampflässig zu werden, ertragen und keinen zu großen Raum beanspruchen sollten, eine nicht unbedeutende Schwierigkeit; ferner bildete die damalige Verwendung animalischer und vegetabilischer Schmiermittel, welche schon bei einer Temperatur von circa 200° chemisch zersetzt werden und zu schmieren aufhören, ein Haupthindernis gegen die Anwendung heißer Dämpfe von 250° bis 300° C; das Gleiche war bei den Dichtungen der Stopfbüchsen der Fall, so lange man dieselben fast ausschließlich aus vegetabilischen Stoffen anfertigte; die beiden letztgenannten Hindernisse wurden durch die seitherige Anwendung mineralischer Schmiermittel, so wie durch die Einführung der Metall- (event. Asbest-) Dichtungen gründlich behoben. Erwähnenswert ist auch der Umstand, daß gewisse Maschinenteile, namentlich die Steuerungs-Organe in einer ganz besonderen Weise hergestellt werden müssen, wenn ihre bedeutende Ausdehnung durch die Heißdampf-Wärme nicht störend wirken soll; ja es ist die Frage, ob unter Umständen aus diesem Anlasse die Dampflässigkeit der Heißdampfmaschinen überhaupt nicht größer ist, als bei der Anwendung des gesättigten (bezw. nassen) Dampfes.

Wie bereits erwähnt, erschienen die angeführten Hindernisse zum größten Teile, nach Umständen auch ganz beseitigt, als um das Jahr 1890 Ingenieur E. Schwoerer mit seinem Überhitzer in die Öffentlichkeit trat. Derselbe war (nach A. Rieder) als Hirn's langjähriger Mitarbeiter mit sämtlichen Forschungen des großen Gelehrten über die Theorie der Wärme vertraut, widmete sich nach dem Tode seines Meisters vollständig der Überhitzungsfrage und trat nach längeren Versuchen mit einem ebenso practischen als überaus einfachen Apparate vor die Öffentlichkeit.

Der Schwoerersche Überhitzer bildet ein schlangenförmiges Röhrensystem in dem ersten oder zweiten Zuge der Dampfkessel-Feuerung und besteht aus „Elementen" von 3 m maximaler Länge, welche aus einer eigens

*) Ich selbst habe als damaliger Assistent des verdienten Professors Gustav Schmidt Hirn's Publicationen über die Dampfüberhitzung mit lebhaftem Interesse verfolgt, betrachtete jedoch seine Bestrebungen vor der Hand als einen „frommen Wunsch".

Digitized by Google

zusammengesetzten feuerbeständigen Gußeisenmasse bestehen und außen mit peripherischen (ringförmigen) sowie innen mit axialen (geradlinigen) Rippen als Heizflächen versehen sind. Diese parallel, und zwar horizontal oder vertikal angeordneten Elemente werden durch ebenso gerippte Kniestücke mittels wohlgeschützter Flantschen verbunden. Die bedeutenden Eisenmassen der Elemente bilden ein Wärme-Reservoir, wodurch die Temperatur des überhitzten Dampfes möglichst konstant erhalten wird.

Selbstverständlich blieb sofort nach Einführung des Schwoerer-Überhitzers die Erfindung von Konkurrenz-Apparaten nicht aus, und es ist zu erwarten, daß mit der Zeit die meisten Maschinen- bezw. Kesselfabriken ihre besonderen patentierten Überhitzer herstellen werden. Beinahe alle bereits bestehenden unterscheiden sich von dem Schwoererschen Überhitzer hauptsächlich dadurch, daß sie nicht ein gußeisernes, sondern ein schmiedeisernes Röhrensystem (aus geschweißten oder gezogenen Röhren) darbieten, wobei die Verbindungen zumeist außer dem Feuer liegen.

Für die nachfolgende Betrachtung kommt die spezielle Einrichtung des Überhitzers nicht in Betracht, von Wesenheit ist nur der Umstand, daß ein „richtiger“ Überhitzer durch die Verbrennungsgase der Kesselheizung mitgeheizt und nicht weit von der Feuerung (von der ersten Flamme) angebracht werden muß, wenn er sich möglichst wirtschaftlich erweisen soll. Ein solcher „indirect“ geheizter Überhitzer wird nur einen kleinen Anteil (nur wenige Prozente) der Dampferzeugungswärme absorbieren, während ein direct geheizter Überhitzer (in einem besonderen und besonders geheizten Ofen) außerdem noch alle Wärmeverluste auf seiner Seite hat, welche einer Heizvorrichtung überhaupt anhaften. Die Wärme der in den Schornstein abziehenden Verbrennungsgase sowie die von dem Ofen an die Umgebung abgegebene Wärme spielen hiebei die Hauptrolle; diese Hauptverluste bleiben aber bei der indirecten Heizung dem Überhitzer fast ganz erspart.

Die direct geheizten Überhitzer werden daher nur in ganz besonderen Fällen, nur ausnahmsweise eine Berechtigung haben. Ob ein zwischen den Hochdruck- und Niederdruck-Cylinder einer Dampfmaschine eingeschalteter Überhitzer mit directer Heizung in die betreffenden Ausnahmen einzubegreifen ist, bleibe vor der Hand dahingestellt. Jedenfalls dürfte die nahe Lage der Dampfmaschine bei den Dampfkesseln mit zugehörigen ausgiebigen indirect geheizten Überhitzern die größten ökonomischen Vorteile darbieten.

Eine Spezialität in der Dampfüberhitzung bildet die Heißdampfmaschine Pat. Wilh. Schmidt, namentlich mit der neuester Zeit aufgetauchten „Füllungs-Überhitzung“. Dieselbe ist für die allergrößten Dampftemperaturen und für ihre (im Prinzipe) vollkommenste Ausnützung eingerichtet, jedoch vor der Hand noch nicht „eingebürgert“.

§ 2.

Berechnung der Heißdampfmaschinen in betreff der Leistung.

Glücklicherweise handelt es sich hier durchaus nicht um eine directe Berechnung dieser modernen Maschinen in einer ähnlichen Weise, wie dieselbe für den gesättigt gedachten Dampf in meinem „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“ allseitig durchgeführt worden ist.

Digitized by Google

Solch eine directe Berechnung wäre überaus umständlich; denn, während bei den dortselbst und überhaupt bisher behandelten Maschinen verschiedener Kategorien die motorische Substanz, der gesättigte Wasserdampf, durch die Spannung in physikalischer und mechanischer Beziehung völlig bestimmt ist, besitzt der überhitzte Dampf bei einer gewissen Spannung je nach der Höhe der Überhitzung verschiedene Temperaturen, woraus die große Complication und Weitläufigkeit der etwa beabsichtigten directen Berechnung der Heißdampfmaschinen zur Genüge hervorgeht.

Es ist somit wirklich als ein „Glück" zu bezeichnen, daß diese directe Berechnung überhaupt ausbleiben kann.

Im Gegensatze zu solch' einer kaum jemals durchzuführenden, selbstständig rechnungsmäßigen Behandlung der Heißdampfmaschinen wird es hier vollkommen genügen, die Regeln anzugeben, wonach aus den vornehmlichen für gesättigten Dampf ausgemittelten Größen auf diese Größen für den überhitzten Dampf rechnungsmäßig zu schließen ist. Diese vornehmlichen Größen sind für die Anwendung nur zwei, nämlich die Maschinen-Leistung und der Dampfverbrauch der Maschine.

Alle übrigen Größen (passive Widerstände, Cylindervolumen-Verhältnisse etc.) bleiben ungeändert; allerdings wird hiebei zu beachten sein, daß die Heißdampfmaschine bei übrigens gleichen Verhältnissen für eine größere Kolbengeschwindigkeit geeignet ist, als die Maschine mit gesättigtem Dampf, welche Beachtung bei der Maschinenberechnung natürlicherweise gar keinem Anstande unterliegt.

Bevor wir zu der theoretischen Bestimmung des Leistungs-Verhältnisses und des hiemit unmittelbar zusammenhängenden Verhältnisses des nutzbaren Dampf-Verbrauches schreiten, müssen wir über die Beurteilungsweise der Höhe der Überhitzung im reinen sein.

In der bisherigen Anwendung wird gewöhnlich die Temperatur des Heißdampfes in ihrer ganzen Höhe angegeben; man sagt einfach: „mein Überhitzer gibt einen Dampf von 300° C" oder „unsere Maschine arbeitet mit einem Heißdampf von 300° C". Eine solche Charakterisierung des Heißdampfes taugt für die Rechnung nicht, denn es ist nicht gleichgültig, ob die Heißdampftemperatur 300° C einem Dampfe von 5 Atm. (welcher gesättigt 150° C hat) oder aber dem Dampfe von 9 Atm. (welcher gesättigt 175° C hat) angehört; in dem ersten Falle beträgt die tatsächliche Überhitzung 150° C, in dem zweiten Falle nur 125° C. Diese tatsächliche Überhitzung, d. h. der Unterschied zwischen der Heißdampf-Temperatur und der Temperatur des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung ist einerseits für die Wirksamkeit des Überhitzers maßgebend, andererseits auch für die Berechnung geeignet. Die ganze Temperatur des Heißdampfes kommt hiebei natürlich auch zum Vorschein.

Wir werden den Heißdampf stets in dieser Weise (durch Angabe der eigentlichen Überhitzung) charakterisieren; indem wir mit

t die Temperatur des Heißdampfes, mit

t_0 die Temperatur des gleichgespannten g sättigten Dampfes bezeichnen, gibt die Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

das eigentliche Maß der Überhitzung.

Digitized by Google

Zur beiläufigen Orientierung notieren wir, daß der gesättigte Dampf von (absolut) p Atm. Temperaturen t_0 nach Celsius besitzt, abgerundet wie folgt:

$p =$	5	9	12	15	Atm.
$t_0 =$	150°	175°	188°	200°	Cels.

Die in der bisherigen Anwendung vorkommenden Überhitzungen sind der Größe nach sehr verschieden; wenn man jedoch festhält, daß bei einer gewissen Charakteristik der Überhitzung (ob mittelhoch, ob sehr hoch) zu größeren Füllungen kleinere Überhitzen und zu kleineren Füllungen größere Überhitzen rationellerweise gehören, so kann man, wie schon angedeutet, zwei Hauptstufen der Überhitzung unterscheiden, und zwar:

A. eine **mittelhohe** Überhitzung von 80° bei großen, bis 120° bei kleinen Füllungen, im Mittel 100° (bei mittelgroßen Füllungen);

B. eine **sehr hohe** Überhitzung von 120° bei großen, bis 160° bei kleinen Füllungen, im Mittel 140° (bei mittelgroßen Füllungen).

Die Füllungen sind hier als beiläufig ökonomisch günstigste bezw. in der Anwendung beiläufig normal angewendete Füllungen gemeint, so daß zu den größeren Füllungen kleinere Dampfspannungen, zu den kleineren Füllungen aber entsprechend höhere Spannungen gehören.

An diese beiden Hauptstufen der Überhitzung (mittelhoch und sehr hoch) werden sich dann leicht noch zwei Nebenstufen anschließen lassen, nämlich die mäßige Überhitzung (unter 80°) und die größte Überhitzung (über 160° C.).

Es handelt sich nun zuvörderst um die theoretische Feststellung des Leistungsverhältnisses, d. h. derjenigen Verhältniszahl, mit welcher die indicierte Leistung einer Maschine mit gesättigtem Dampf, zu multiplicieren ist, um die indicierte Leistung derselben Maschine mit überhitztem Dampfe zu erhalten.

Wenn wir hier die den überhitzten Dampf betreffenden Hauptgrößen zur Unterscheidung in eine Klammer ( ) setzen, so ist zuvörderst das Leistungs-Verhältnis $\frac{(N_i)}{N_i}$ zu bestimmen; da aber $\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$, so ist das Verhältnis der indicierten Spannungen (p_i) mit, und p_i ohne Überhitzung theoretisch zu ermitteln. Wir wollen dieses Leistungsverhältnis weiterhin mit y für „mittelhohe" und mit y' für „sehr hohe" Überhitzung bezeichnen.

Da es sich nicht um die genauen Werte von (p_i) und p_i, sondern eben nur um ihr **Verhältnis** handelt, so wird es vollständig genügen, eine Maschine mit der einfachsten Dampfverteilung zugrunde zu legen, nämlich für Auspuff und für Condensation je eine Maschine, welche auf der Antriebseite des Kolbens bloß die Admissions- und Expansions-Phase, auf der anderen Seite bloß die Emissions- (Ausströmungs-) Phase aufweist, so daß also von einer etwa ausgiebigeren Compression beiderseits (sowohl ohne als auch mit Überhitzung) abgesehen wird; den schädlichen Raum wollen wir wegen seines ausgiebigen Einflusses auf die Expansionswirkung bei sehr kleinen Füllungen nicht unberücksichtigt lassen und durchwegs mit 5 % in Rechnung nehmen.

Für die Expansion des gesättigt gedachten (tatsächlich immer feuchten) — also nicht überhitzten Dampfes kann das einfache Mariottesche Gesetz

$$p\,v = Const.$$

Digitized by Google

als giltig angenommen werden, und wurde in meinem „Hilfsbuche für Dampfmasch.-Techniker“ motivierterweise auch durchwegs als giltig angenommen.

Hingegen befolgt der überhitzte Dampf bei seiner Expansion das „modificierte Poissonsche“ Gesetz (nach meiner Ausdrucksweise in dem Hilfsbuche, § 14), nach der modernen Ausdrucksweise das „polytropische“ Gesetz

$$p\,v^k = Const.$$

wobei der Exponent k Werte, welche zwischen der Einheit (für gesättigten Dampf) — und 1,3 (als adiabatischem Werte für absolut trockenen Dampf) gelegen sind, je nach der Höhe der Überhitzung annehmen muß.

Für die erwähnte einfache Dampfverteilung (nur Admission nebst Expansion auf der Antriebseite und nur Ausströmung auf der Emissionsseite des Dampfkolbens) ergibt sich der Spannungs-Coëfficient f nach den Darlegungen meines „Hilfsbuches“ im I. und II. Abschnitt:

erstens ohne Überhitzung des Dampfes nach dem Mariotteschen Gesetze:

$$f = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.} \frac{1+m}{\frac{l_1}{l}+m} \quad \ldots\ldots 1)$$

zweitens für den überhitzten Dampf nach dem modificierten Poissonschen Gesetze:

$$(f) = \frac{l_1}{l} + \frac{\frac{l_1}{l}+m}{k-1}\left\{1-\left(\frac{\frac{l_1}{l}+m}{1+m}\right)^{k-1}\right\} \quad \ldots\ldots 2)$$

in welch beiden Ausdrücken für den schädlichen Raum $m = 0{,}05$ zu setzen ist.

Die Größe k, welche bereits erwähnterweise zwischen den theoretischen Grenzwerten 1 und 1,3 enthalten sein muß, bewegt sich nach Beobachtungen von Hofrat Rud. Dörfel bei den verschiedenen bisherigen Heißdampfmaschinen innerhalb etwas engerer Grenzen, nämlich innerhalb $k = 1{,}1$ (resp. 1,125) bei den mäßigsten und $k = 1{,}25$ bei den höchsten (vorkommenden) Überhitzungen; in der Regel überschreitet jedoch k nicht den Wert 1,20.

Hiernach wird es gerechtfertigt sein, für unsere zwei Hauptstufen der Überhitzung die Größe k anzunehmen, wie folgt:

A. für eine **mittelhohe** Überhitzung (80° bei großen, 120° bei kleinen Füllungen)

$k = 1{,}1$ resp. 1,125 für große Füllungen bis $k = 1{,}20$ für kleine Füllungen;

B. für eine **sehr hohe** Überhitzung (120° bei großen, 160° bei kleinen Füllungen)

$k = 1{,}15$ für große bis $k = 1{,}25$ für kleine Füllungen.

Aus dem Spannungs-Coëfficienten f oder (f) ergibt sich, wenn wir nach wie vor die den überhitzten Dampf betreffenden (aus der Berechnung resultierenden) Größen zur Unterscheidung in eine Klammer ( ) setzen, bei der angenommenen einfachsten Dampfverteilung für die jeweilige (absolute) Admissionsspannung p die indicierte Spannung p_i und (p_i) einfach folgends:

I. für die **Auspuff**-Maschinen:

1. **ohne** Überhitzung

$$p_i = f\,p - 1{,}15 \text{ Atm.}$$

2. **mit** Überhitzung

$$(p_i) = (f)\,p - 1{,}15 \text{ Atm.}$$

Digitized by Google

II. für die **Condens.**-Maschinen:

1. **ohne** Überhitzung

$$p_i = f\,p - 0{,}20 \text{ Atm.}$$

2. **mit** Überhitzung

$$(p_i) = (f)\,p - 0{,}20 \text{ Atm.}$$

Hiernach berechnet sich bei den (beiläufig) günstigsten, meist gebrauchten Füllungen l_1/l und zugehörigen absoluten Admissionsspannungen p*)

I. Für die **Auspuff-Maschinen**, und zwar:

1. **Ohne Überhitzung:**

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39
sodann $p_i =$	**2,61**	**3,04**	**3,67**	**4,12**	**4,73** Atm.

2. **Mit Überhitzung,** wobei wir zugleich das Leistungs-Verhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p}$ nebst dessen reciprokem Werte $\frac{1}{y}$ in Betracht ziehen, und zwar:

A. für **mittelhohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
mit $k =$	1,10	1,125	1,15	1,175	1,20
zunächst $(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,34
sodann $(p_i) =$	2,47	2,825	3,31	3,60	4,00 Atm.
$y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	**0,95**	**0,93**	**0,90**	**0,87**	**0,84**
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18

B. für **sehr hohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
mit $k =$	1,15	1,175	1,20	1,225	1,25
zunächst $(f) =$	0,59	0,52	0,43	0,38	0,33
sodann $(p_i) =$	2,41	2,74	3,19	3,46	3,815
$y' = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	**0,93**	**0,91**	**0,87**	**0,84**	**0,81**
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24

*) Für die eigentlich nur vorübergehend zur Geltung kommenden Spannungen p nehmen wir an, daß bei Auspuff bis zu einer Endspannung von 1,5 Atm. und bei Condens. bis zu einer Endspannung von 0,5 Atm. expandiert wird, welche Annahme den beiläufig günstigsten Füllungen hinreichend entspricht.

Digitized by Google

II. Für die **Condens-Maschinen**, und zwar:

1. **Ohne Überhitzung:**

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39	0,35	0,33	0,31	0,285	0,26
sodann $p_i =$	2,30	2,04	1,73	1,56	1,76	1,91	2,11	2,26	2,65	3,06

2. **Mit Überhitzung**, wobei wir ebenfalls das Leistungs-Verhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$ nebst dessen reciprokem Werte $\frac{1}{y}$ in Betracht ziehen, und zwar:

A. für **mittelhohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
mit $k =$	1,125	1,132	1,138	1,145	1,15	1,163	1,17	1,18	1,19	1,20
zunächst $(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,355	0,31	0,29	0,27	0,24	0,22
sodann $(p_i) =$	2,20	1,92	1,60	1,41	1,58	1,68	1,82	1,94	2,22	2,50
$y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,95	0,94	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22

B. für **sehr hohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
mit $k =$	1,15	1,16	1,175	1,19	1,20	1,21	1,225	1,23	1,24	1,25
zunächst $(f) =$	0,59	0,52	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,25	0,23	0,205
sodann $(p_i) =$	2,18	1,89	1,56	1,37	1,515	1,61	1,74	1,82	2,11	2,36
$y' = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,94	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,81	0,79	0,77
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,06	1,08	1,11	1,135	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30

Note. Zu den Füllungen $l_1/l = 0{,}15$ bis $0{,}25$ ist durchwegs die Spannung $p =$ 4 Atm. angenommen worden, da kleinere Spannungen heutzutage kaum zur Anwendung und die genannten Füllungen bei Heißdampfmaschinen ohnehin kaum in Betracht kommen; und sollten sie es auch, so sind die resultierenden Leistungs-Verhältnisse auch diesfalls hinreichend richtig.

Hiermit haben wir die indicierte Leistung der Heißdampfmaschinen aus jener der gleich bemessenen und (bezüglich der Füllung etc.) gleich eingerichteten, mit gesättigtem Dampfe betriebenen Maschinen ausmitteln gelernt.

Das betreffende Leistungsverhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ gestaltet sich je nach der Höhe der Überhitzung und je nach der der Maschine zukommenden Füllung

Digitized by Google

sehr verschieden und nimmt beiläufig Werte zwischen 0,95 und 0,60 an, d. h. die Heißdampfmaschine leistet je nach Umständen um 5 bis 20 Procent weniger als die gleiche „Naßdampfmaschine", als welche die gewöhnliche Maschine mit gesättigt gedachtem Dampfe analogisch und treffend zu bezeichnen wäre (wie dies ohnehin bereits geschieht).

Dieses Verhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ der indicierten Leistung kann mit hinlänglicher Annäherung auch für die Netto- oder Nutzleistung in Rechnung gebracht werden, d. h. man kann für practische Zwecke ohne weiteres auch

$$\frac{(N_n)}{N_n} = y$$

annehmen, so daß man (für die indicierte und Netto-Leistung zugleich geltend) auch

$$\frac{(N)}{N} = y$$

setzen könnte.

Für „sehr hohe" Überhitzung ist selbstverständlich y' anstatt y zu setzen.

Außer y (und y') ist in den obigen tabellarischen Zusammenstellungen auch der reciproke Wert $\frac{1}{y}\left(\text{und } \frac{1}{y'}\right)$ überall angesetzt, und zwar aus zwei Rücksichten:

Hat man eine Heißdampfmaschine von bestimmter Leistung (N), in der Regel Netto, auszumitteln, so bestimme man zunächst die Leistung der gleich großen „Naßdampfmaschine"

$$N = \frac{N}{(N)}(N) = \frac{1}{y}(N)$$

und berechne sodann die Dimensionen etc. dieser Maschine nach den Regeln des „Hilfsbuches" (V. Abschnitt) für die betreffende Spannung, Füllung etc. samt dem Dampfconsum $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ zunächst für gesättigten Dampf; schließlich ergibt sich nach dem nun folgenden § 3 bezw. § 4 der Verbrauch an überhitztem Dampf.

Die Ansätze von $\frac{1}{y}\left(\text{und}\frac{1}{y'}\right)$ haben aber auch noch einen anderweitigen Zweck, der zweiten angedeuteten Rücksicht entsprechend, wie wir sogleich (im § 3) sehen werden.

§ 3.

Theorie zur Ermittlung des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen.

Der im vorigen § 2 mitbeachtete reciproke Wert $\frac{1}{y}$ des Leistungsverhältnisses $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ gibt uns (außer anderem) zugleich die Directive zur rechnungsmäßigen Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen (zunächst für unsere „mittelhohe" Überhitzung). Mit diesem Werte $\frac{1}{y}$ hätten wir nämlich den nutzbaren Dampfverbrauch C_i' für gesättigten Dampf zu multiplicieren, um den nutzbaren Dampfverbrauch (pro

Digitized by Google

indic. Pferd und Stunde) der gleich großen und gleich eingerichteten Heißdampfmaschine zu erhalten, — wenn der überhitzte Dampf nach seinem Eintritte in den Admissions-Cylinder (im Momente der Absperrung) ebenso dicht (specifisch schwer) wäre, wie der gleich gespannte gesättigte Dampf*). Da dies aber nicht zutrifft, haben wir die Größe $\frac{1}{y}$ erstlich mit Dichtenverhältnis der beiden genannten Dämpfe zu multiplicieren, um den richtigen Reductions-Coëfficienten für den nutzbaren Dampfverbrauch pro ind. Pferd und Stunde zu erhalten.

Zu diesem Zwecke bestimmen wir zunächst das Verhältnis der Dichte σ des überhitzten Dampfes **vor** seinem Eintritte in den Dampfcylinder von der (bekannten) Temperatur t zu der Dichte σ_0 des gleichgespannten gesättigten Dampfes von der (aus Fliegners Dampftabelle zu entnehmenden) Temperatur t_0; die Größe der Überhitzung $t - t_0$, welche für unsere **„mittelhohe" Überhitzung** 80° bis 120° C, im Mittel 100° C beträgt, bezeichnen wir mit Δt; es ist also

$$\Delta t = t - t_0.$$

Wegen der gleichen Spannung ist nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t}.$$

Wenn wir naturgemäß nach einander folgend und abgerundet:

für große Füllungen die mäßige Spannung $p = 5$ Atm. mit $t_0 = 150°$ C
„ mittlere „ „ mittlere „ $p = 9$ „ „ $t_0 = 175°$ C
„ kleine „ „ hohe „ $p = 15$ „ „ $t_0 = 200°$ C

inbetracht ziehen, und erstlich in allen diesen drei Fällen eine mittlere Überhitzung um 100° ins Auge fassen; und wenn wir andererseits

in dem ersten Falle (bei großer Füllung) eine kleine Überhitzung um 80° C
„ „ zweiten „ („ mittlerer „) „ mittlere „ „ 100° C
„ „ dritten „ („ kleiner „) „ größere „ „ 120° C

(dies alles für unsere **„mittelhohe"** Überhitzung um 80° bis 120°) zur Anwendung gebracht denken, so ergibt sich für das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ die folgende Zusammenstellung:

		bei großer Füllung	bei mittlerer Füllung	bei kleiner Füllung
	$p =$	5 Atm.	9 Atm.	15 Atm.
	$t_0 =$	150°	175°	200°
erstlich	$\Delta t =$	100°	100°	100°
erstlich	$t = t_0 + \Delta t =$	250°	275°	300°
erstlich	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,81	0,82	0,83
anderseits	$\Delta t =$	80°	100°	120°
anderseits	$t = t_0 + \Delta t =$	230°	275°	320°
anderseits	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,84	0,82	0,80

*) Man bedenke, daß der „nutzbare" Dampfverbrauch nach der Menge und Dichte des bei der Admission in den Admissionscylinder eingetretenen Dampfes bemessen wird.

Digitized by Google

Hieraus sehen wir, daß bei unserer „mittelhohen" Überhitzung das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ für die äußersten Annahmen nur innerhalb der Grenzwerte 0,80 und 0,84 schwankt und beiweitem in der Regel von dem Mittelwerte **0,82** nur unbedeutend abweicht, sodaß wir für unsere Betrachtung bei der „mittelhohen" Überhitzung ohneweiters

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = 0{,}82$$

durchwegs in Rechnung bringen können. Dieser Ansatz besagt:

Bei „mittelhoher" Überhitzung besitzt der überhitzte Dampf (vor der Maschine) eine Dichte (oder ein specif. Gewicht) = 0,82 der Dichte (oder des specif. Gewichtes) des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung.

Sobald dieser „mittelhoch" überhitzte Dampf in den Dampfverteilungskasten und sodann in den Admissions-Cylinder eintritt, kühlt er sich an den Wänden wesentlich ab, und zwar dürfen wir vor der Hand annehmen, daß er bis zur vollendeten Admission, d. h. bis zu dem Momente der Dampfabsperrung im Mittel beiläufig die Hälfte seiner Überhitze einbüßt und mithin eine Dichte annimmt, welche zwischen der Dichte des ursprünglichen überhitzten Dampfes einerseits und jener des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung andererseits beiläufig in der Mitte liegt.

Das Dichtenverhältnis dieses in den Admissionscylinder eben eingetretenen Dampfes, welches für die Bemessung des nutzbaren Dampfverbrauches inbetracht kommt, wird unter solchen Umständen zwischen dem Werte 0,82 und der Einheit mitten dazwischen liegen und (abgerundet)

0,9

betragen.

Mit dieser Verhältniszahl **0,9** haben wir den reciproken Wert $\frac{1}{y}$ des Leistungs-Verhältnisses y zu multiplicieren, um den möglichst richtigen Reductions-Coëfficienten z für den nutzbaren Dampfverbrauch bei „mittelhoher" Überhitzung zu erhalten.

Note. Mit der Annahme, daß der „mittelhoch" überhitzte Dampf nach vollendeter Admission (bis zum Momente der Absperrung) beiläufig die Hälfte von seiner Überhitze einbüßt, tun wir den kleinen Füllungen ein gewisses Unrecht an, denn wenn im Mittel (bei mittleren Füllungen) die Hälfte der Überhitze eingebüßt wird, so wird bei kleinen Füllungen (wegen der kleineren Abkühlungsfläche) um Einiges weniger als die Hälfte der Überhitze eingebüßt, und dies um so sicherer, da bei den kleinen Füllungen größere Überhitzen (innerhalb der Grenzen von 80° bis 120°) am Platze sind, als bei den mittleren und großen Füllungen. Wir werden dieses Unrecht erst bei dem Schlußresultate unserer Berechnung gut machen und kennzeichnen den Reductions-Coëfficienten $z = 0{,}9 \cdot \frac{1}{y}$ als „provisorisch".

Eine ähnliche Betrachtung, wie die eben vorhergehende für „mittelhohe" Überhitzung wollen wir nunmehr für „sehr hohe" Überhitzung (um 120° bis 160°, im Mittel um 140° C) anstellen.

Wenn wir wieder nacheinander folgend und abgerundet:

für große Füllungen die mäßige Spannung $p = 5$ Atm. mit $t_0 = 150°$ C
„ mittlere „ „ mittlere „ $p = 9$ „ „ $t_0 = 175°$ C
„ kleine „ „ hohe „ $p = 15$ „ „ $t_0 = 200°$ C

Digitized by Google

inbetracht ziehen und erstlich in allen diesen drei Fällen eine mittlere Überhitzung um 140° ins Auge fassen, und wenn wir andererseits

in dem ersten Falle (bei großer Füllung) die kleinere Überhitzung um 120° C
„ „ zweiten „ (bei mittlerer „) die mittlere „ „ 140° C
„ „ dritten „ (bei kleiner „) die größte „ „ 160° C

(dies alles für unsere „sehr hohe“ Überhitzung um 120° bis 160°)

zur Anwendung gebracht denken, so ergibt sich für das Dichtenverhältnis

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t}$$

die folgende Zusammenstellung:

		bei großer Füllung	bei mittlerer Füllung	bei kleiner Füllung
	$p =$	5 Atm.	9 Atm.	15 Atm.
	$t_0 =$	150°	175°	200°
erstlich	$\Delta t =$	140°	140°	140°
erstlich	$t = t_0 + \Delta t =$	290°	315°	340°
erstlich	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,75	**0,76**	0,77
anderseits	$\Delta t =$	120°	140°	160°
anderseits	$t = t_0 + \Delta t$	270°	315°	360°
anderseits	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,78	**0,76**	0,75

Hieraus sehen wir, daß bei unserer „sehr hohen“ Überhitzung das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ für die äußersten Annahmen nur innerhalb der Grenzwerte 0,75 und 0,78 schwankt, und beiweitem in der Regel von dem Mittelwerte **0,76** nur unbedeutend abweicht, sodaß wir für unsere Betrachtung bei der „sehr hohen“ Überhitzung ohneweiters

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \mathbf{0{,}76}$$

durchwegs in Rechnung bringen können. Dieser Ansatz besagt:

Bei „sehr hoher“ Überhitzung besitzt der überhitzte Dampf (vor der Maschine) eine Dichte (oder ein specifisches Gewicht) = 0,76 der Dichte (oder des specifischen Gewichtes) des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung.

Sobald dieser „sehr hoch“ überhitzte Dampf in den Dampfverteilungskasten und sodann in den Admissionscylinder eintritt, kühlt er sich an den Wänden wesentlich (aber natürlicherweise relativ weniger als der vorhin behandelte „mittelhoch“ überhitzte Dampf) ab, und zwar dürfen wir vor der Hand annehmen, daß er bis zu der vollendeten Admission, d. h. bis zu dem

Digitized by Google

Momente der Dampfabsperrung, im Mittel beiläufig ein Viertel seiner Überhitze einbüßt*) und mithin eine Dichte annimmt, welche zwischen der Dichte des ursprünglichen überhitzten Dampfes einerseits und der Dichte des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung andererseits, und zwar diesmal in $^1/_4$ der Entfernung von der erst genannten Dichte gelegen ist.

Das Dichtenverhältnis dieses in den Dampfcylinder eben eingetretenen Dampfes, welches für die Bemessung des nutzbaren Dampfverbrauches maßgebend ist, wird unter solchen Umständen zwischen 0,76 und der Einheit derart dazwischen liegen, daß es bei der Vierteilung dieses Intervalls ($1{,}00 - 0{,}76 = 0{,}24$) der Größe 0,76 zunächst liegt; d. h. von den um die Differenz $^1/_4\, 0{,}24 = 0{,}06$ nach einander fortschreitenden Werten

$$0{,}76 \qquad \mathbf{0{,}82} \qquad 0{,}88 \qquad 0{,}94 \qquad 1{,}00$$

ist der zweite **0,82** als das annähernd richtige Dichtenverhältnis hier (für „sehr hohe" Überhitzung) giltig.

(Für die „mittelhohe" Überhitzung ergab sich das annähernd richtige Dichtenverhältnis **0,9** aus dem ursprünglichen 0,82; die zufällige numerische Übereinstimmung, 0,82 dort und **0,82** hier, jedoch in verschiedener Bedeutung, wird wohl Niemanden beirren.)

Mit der Annahme, daß der „hoch überhitzte" Dampf bis zur Vollendung der Admission beiläufig ein Viertel seiner Überhitze einbüßt, tun wir den kleinen Füllungen in gleicher Weise ein Unrecht an, wie dies bei dem „mittelhoch" überhitzten Dampfe geschah, während wir die großen Füllungen (da und dort) in gleichem Maße begünstigen. Wenn im Mittel (bei mittleren Füllungen) ein Viertel der Überhitze eingebüßt wird, so muß diese Einbuße bei kleinen Füllungen (wegen der kleineren Abkühlungsfläche) weniger und bei großen Füllungen (wegen der größeren Abkühlungsfläche) mehr als ein Viertel der Überhitze betragen und dies um so sicherer, da bei den kleinen Füllungen größere Überhitzen (innerhalb der Grenzen von 120° bis 160°) am Platze sind als bei den mittleren und großen Füllungen.

Wir werden jenes „Unrecht" ebenso wie diese unstatthafte „Begünstigung" bei dem Schlußresultate unserer Berechnung paralysieren, und kennzeichnen auch hier (bei „sehr hoher" Überhitzung) den Reductions-Coëfficienten $z' = 0{,}82\,\frac{1}{y}$ als „provisorisch".

Die definitiven (corrigierten) Reductions-Coëfficienten z für die „mittelhohe" und z' für die „sehr hohe" Überhitzung werden wir in der folgenden „Zusammenstellung" sofort ansetzen und sodann erklären.

Zusammenstellung der Werte der Reductions-Coëfficienten z und z' für den nutzbaren Dampfverbrauch pro indic. Pferd u. Stunde.

---

*) Leider ist die Dampftemperatur in diesem Momente (d. i. die Temperatur des in den Cylinder eben eingetretenen Dampfes) in keiner Weise practisch zu ermitteln, denn wir haben noch kein geeignetes „Moment-Thermometer" (und werden ein solches wohl nie besitzen, —) weshalb wir uns mit einer beiläufigen und für die Rechnung möglichst einfachen Schätzung bezw Annahme begnügen müssen, wie dies bei der „mittelhohen" Überhitzung bereits geschehen ist.

Digitized by Google

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

		$\frac{l_1}{l} =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
mittelhohe Überhitzung 80° bis 120°		$\frac{1}{y} =$	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18
	provis. $z = 0{,}9$	$\frac{1}{y} =$	0,95	0,97	**1,00**	1,03	1,06
	definitiv	$z =$	**0,97**	**0,98**	**1,00**	**1,01**	**1,03**
sehr hohe Überhitzung 120 bis 160°		$\frac{1}{y'} =$	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24
	provis. $z' = 0{,}82$	$\frac{1}{y'} =$	0,89	0,91	**0,94**	0,98	1,02
	definitiv	$z' =$	**0,91**	**0,93**	**0,94**	**0,96**	**0,98**

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

		$\frac{l_1}{l} =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
mittelhohe Über-hitzung 80° bis 120°		$\frac{1}{y} =$	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22
	provis. $z = 0{,}9$	$\frac{1}{y} =$	0,95	0,96	0,98	0,99	**1,00**	1,03	1,04	1,05	1,07	1,10
	definitiv	$z =$	**0,97**	**0,98**	**0,99**	**1,00**	**1,00**	**1,01**	**1,02**	**1,03**	**1,04**	**1,05**
sehr hohe Über-hitzung 120° bis 160°		$\frac{1}{y'} =$	1,06	1,08	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30
	provis. $z' = 0{,}82$	$\frac{1}{y} =$	0,87	0,88	0,91	0,93	**0,95**	0,98	1,00	1,02	1,03	1,06
	definitiv	$z' =$	**0,91**	**0,92**	**0,93**	**0,94**	**0,95**	**0,96**	**0,97**	**0,98**	**0,99**	**1,01**

Die „definitiven" Werte der Reductions-Coëfficienten z und z' sind aus den „provisorischen" in der höchst einfachen Weise abgeleitet worden, daß aus den (fettgedruckten) provis. Mittelwerten und aus den übrigen Zahlen der betreffenden Zeile die arithmetischen Mittel bestimmt und in der jeweiligen „definitiven" Zeile mit fetten Lettern angesetzt wurden.

Daß durch diese arithmetisch so einfache Procedur nach allem Ermessen das möglichst Richtige erzielt worden ist, ersieht man aus der folgenden Bemerkung, welche man durch die Ausführung einiger geometrischen Proportionen controllieren, bezw. als richtig finden kann.

In Gemäßheit der definitiven (fettgedruckten) Werte von z wird bei der **mittelhohen** Überhitzung (um 80° bis 120°) der überhitzte Dampf während der Admission abgekühlt:

1. bei den kleinsten Füllungen um (beiläufig) $^1/_4$ seiner Überhitze,
2. „ „ mittleren „ „ „ $^1/_2$ „ „
3. „ „ größten „ „ „ 0,7 „ „

hingegen erfährt der überhitzte Dampf bei **sehr hoher** Überhitzung eine Einbuße:

1. bei den kleinsten Füllungen von beiläufig 0,15 seiner Überhitze,
2. „ „ mittleren „ „ „ $^1/_4$ „ „
3. „ „ größten „ „ „ 0,35 „ „

Digitized by Google

Diese Temperatur-Einbußen während der Admission allein*) erscheinen im allgemeinen ganz sachgemäß, und dürften nur, insofern sie die „sehr hohe" Überhitzung betreffen, um eine Kleinigkeit unterschätzt sein, was jedoch für unseren Zweck durchaus nicht von Belang ist.**)

§ 4.

Die Dampfverluste und der Gesamtdampfverbrauch der Heißdampfmaschinen.

Nunmehr haben wir für die Heißdampfmaschinen einerseits (in § 2) die Leistung, andererseits (in § 3) den nutzbaren Dampfverbrauch, und zwar auf Grund der Beträge dieser beiden Größen bei den Naßdampfmaschinen ausmitteln gelernt, wodurch wohl alles Dasjenige, was für diese modernen Maschinen auf dem theoretischen Wege eruiert werden kann, für die Anwendung zur Genüge erledigt erscheint. Denn, worüber für die practische Berechnung noch abzuhandeln ist, betrifft vornehmlich und fast ausschließlich die Dampfverluste, welche aus den Verlusten der Naßdampfmaschinen mehrweniger nur empirisch abgeleitet werden können; die Theorie versagt uns da den Dienst.

Bezüglich des nutzbaren Dampfverbrauches ist zum Vorschein gekommen, daß derselbe im rohen Durchschnitte (für mittelgroße Füllungen) bei der „mittelhohen" Überhitzung (um 80° bis 120°) beiläufig ebensogroß ist, bei „sehr hoher" Überhitzung (um 120° bis 160°) aber um 5% (circa) kleiner ausfällt, als bei den Naßdampfmaschinen, obwohl die Leistung der Heißdampfmaschinen — abermals im rohen Durchschnitte — (für mittelgroße Füllungen) bei „mittelhoher" Überhitzung um (circa) 10%, bei „sehr hoher" Überhitzung jedoch um (circa) 15% kleiner ausfällt, als bei den Naßdampfmaschinen. Dies erklärt sich selbstredend dadurch, daß der minderen Leistung der Heißdampfmaschine die kleinere Dichte des Admissionsdampfes zur Seite oder vielmehr gegenüber steht, wodurch betreffs des nutzbaren Dampfverbrauches pro Pferd und Stunde der erwähnte Ausgleich herbeigeführt wird.

Aus diesem Verhalten des nutzbaren Dampfverbrauches geht aber sofort der sehr bedeutende ökonomische Vorteil des Heißdampfes gegenüber dem gesättigten (oder vielmehr nassen) Dampfe klar hervor; denn während die Heißdampfmaschine (im rohen Durchschnitte) an nutzbarem Dampfe höchstens eben soviel verbraucht, wie die Naßdampfmaschine, erspart die erstere den beiweitem größeren, in der Regel jedoch den größten Teil derjenigen Dampfverluste, welche bei gesättigt gedachtem Dampfe aus der Abkühlung (und hiemit verbundenen Condensation) in der Dampfleitung, in dem Admissions-

*) Es ist selbstverständlich, daß außer den angeführten Einbußen an Überhitze während der Admission im weiteren Verlaufe noch anderweitige wesentliche Einbußen (durch Abkühlung) vorkommen, und zwar insbesondere bei den Einmal-Expansions-Maschinen die Abkühlung während der Expansion; bei den Zweimal- und Dreimalexpansions-Maschinen die Abkühlungen während der Expansion im Hochdruck-Cylinder, dann bei dem Dampfübertritte in den zweiten Cylinder, bei der Admission und Expansion in diesem zweiten Cylinder usw. was hier weiterhin nicht zu erörtern ist.

**) Immerhin werden wir jedoch in der hier weiters folgenden „zweiten" (supplementären) Abhandlung diesem Umstande Rechnung tragen, indem wir bei der „sehr hohen" Überhitzung (um 120° bis 160°) die Temperatur-Einbuße am Schlusse der Admission bei mittelgroßen Füllungen mit ein drittel (an statt ein viertel) der Überhitzung annehmen (schätzen) werden, und es wird sich herausstellen, daß diese Änderung in der Annahme auf die Rechnungs-Resultate einen so geringen Einfluß ausübt, daß die betreffende Differenz für die practische Anwendung kaum der Beachtung wert ist. Es ist eben (glücklicherweise) die (in Ermangelung eines „Moment-Thermometers") unvermeidliche Schätzung der inredestehenden Temperatur-Einbuße nicht besonders heikeliger Natur; es genügt vielmehr, daß hierin kein grober Verstoß begangen wird. —

Digitized by Google

cylinder während der Admission und Expansion, bei Mehrmal-Expansionsmaschinen weiters in dem Receiver, in dem zweiten Cylinder während der Admission und Expansion etc. entspringen.

Allerdings wird der Ersparnis an Dampfverlusten (nach Umständen auch der gleichzeitigen Ersparnis an nutzbarem Dampfe) und der hienach zu bemessenden Brennstoff-Ersparnis derjenige Mehrbedarf an Brennstoff entgegenzuhalten sein, welchen der Dampfüberhitzer für sich in Anspruch nimmt.

Insoweit jedoch nur ein einziger Überhitzer vorhanden ist, und durch die Verbrennungsgase der Kesselheizung mitgeheizt wird, wird derselbe nur sehr mäßige Procente der durch die Kesselheizung erzeugten Wärmemenge absorbieren, und ist eine Brennstoff-Ersparnis in mehr oder weniger bedeutendem Maße zu gewärtigen.

Weit weniger vorteilhaft wird sich die Überhitzung des Dampfes erweisen, wenn dieselbe durch einen separat und direct geheizten Überhitzer bewerkstelligt werden sollte, oder wenn behufs Forcierung der Überhitzung ein direct geheizter Receiver zwischen den Hochdruck- und Niederdruck-Cylinder einer Zweimal-Expansionsmaschine eingeschaltet wird, wie dies bereits in § 1 angedeutet wurde.

Was indes den Dampfverbrauch an und für sich — ohne Rücksicht auf den Brennstoff — anbetrifft, so wird das Vorhergehende, wie das Nachfolgende mit einer gewissen und wohl hinreichenden Annäherung Geltung haben, gleichgiltig ob die betreffende „mittelhohe" oder „sehr hohe" Überhitzung durch einen ordentlichen „indirecten" (mitgeheizten) oder aber durch einen minder ordentlichen directen (besonders geheizten) Überhitzer bewirkt wird.

Wir haben es hier zunächst mit demjenigen Anteile an dem Gesamtdampfverbrauche zu tun, den wir gemeiniglich für den gesättigten (oder vielmehr nassen) Dampf als „Abkühlungs-Verlust" benennen und pro indic. Pferd und Stunde mit C_i'' bezeichnen.

Schon aus dem Umstande, daß bei den Heißdampfmaschinen in dem Expansions-Gesetze

$$p\, v^k = \text{Const.}$$

der Exponent k (nach den Studien von Hofrat Dörfel und Prof. Schröter) den adiabatischen Wert 1,3 (für absolut trockenen Dampf) nie erreicht, ja in der Regel sehr ansehnlich unter diesem Werte zurückbleibt, geht unzweifelhaft hervor, daß auch bei diesen Maschinen Abkühlungen bis zur partiellen Condensation stattfinden, daß also auch die Heißdampfmaschinen von einem „Abkühlungsverlust" (als Condensations-Verlust) fast nie ganz frei sind, ja in der Regel (namentlich bei „mittelhoher" Überhitzung) einen ziemlich ansehnlichen (wenn auch gegen C_i'' bei Naßdampfmaschinen wenig bedeutenden) Abkühlungsverlust aufweisen. Dasselbe geht auch aus den obigen, wenn auch nur schätzungsmäßigen Angaben über die Temperatur-Einbußen bei der Admission (am Schluß von § 3) hervor, umsomehr, da diese Angaben teilweise eher etwas zu niedrig als zu hoch gegriffen zu sein scheinen.

Wie groß aber dieser den Heißdampfmaschinen denn doch anhaftende Anteil an dem Abkühlungsverlust C_i'' in der Tat ist, läßt sich (wenigstens vor der Hand) weder theoretisch noch empirisch (durch Versuche) genau feststellen.

Digitized by Google

Die Größe des nutzbaren Dampfverbrauches haben wir für die Heißdampfmaschinen in dem vorigen § 3 mit einer für die Anwendung hinreichenden Genauigkeit (oder wenigstens hinlänglichen Annäherung) ermitteln gelernt. Der Gesamtdampfverbrauch ergibt sich — für einen Calcul ziemlich unbestimmt, weil schwankend — aus einzelnen abgeführten Versuchen. Der rechnungsmäßige Unterschied zwischen dem (schwankenden) Gesammtverbrauch und dem (hinlänglich annähernden) nutzbaren Verbrauche gehört den Dampfverlusten an und ist somit die Summe aus dem Abkühlungs-Verlust und dem Dampflässigkeits-Verlust. Wenn nun Behauptungen dazu kommen, einmal, „unsere Maschinen haben keinen Abkühlungsverlust", das anderemal, „unsere Maschinen haben keinen Dampflässigkeits-Verlust", dann ist es in der Tat schwer, den tatsächlich vorhandenen Unterschied zwischen dem Gesamtverbrauch und dem nutzbaren Verbrauch auf die ebenfalls tatsächlichen Verlustquellen (Abkühlung und Dampflässigkeit) entsprechend zu verteilen. Streng genommen ständen wir da vor einem „non possumus".

Weil wir es aber hier dennoch „können müssen", so schätzen wir, indem wir gewohntermaßen lieber etwas ungünstig und (für eine etwaige Garantie) sicher, als optimistisch und (durch Knappheit) gewagt rechnen wollen, den Abkühlungs- und den Dampflässigkeits-Verlust, wie folgt.

Der Abkühlungs-Verlust.

Selbstverständlich werden wir, wie dies bei dem nutzbaren Dampfverbrauche bereits geschehen, den Abkühlungs- als Condensations-Verlust der Heißdampfmaschinen auf jenen der Naßdampfmaschinen beziehen und kennzeichnen dessen Größe für den Heißdampf wieder durch eine Klammer — also (C_i'') — gegenüber C_i'' für den gesättigten (nassen) Dampf.

Vor allem müssen wir (C_i'') im Verhältnis zu C_i'' bei einer Zweicylinder-Maschine bedeutend höher und bei einer Dreicylinder-Maschine noch viel höher schätzen, als bei einer einfachen Maschine, denn je mehr Dampfcylinder vorhanden sind, destomehr (nahe in demselben Verhältnisse) ist die Gelegenheit zur Abkühlung und eventuellen Condensation geboten.*)

Demnach schätzen wir (ohne natürlich etwas abweichenden Schätzungen Anderer im Wege zu sein) mit der motivierten mäßigen Überschätzung den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust bei den Heißdampfmaschinen mit „mittelhoher" Überhitzung (um etwa 80° bis 120° C), und zwar:

bei Eincylinder-Masch. auf 10 % von C_i'', d. h. $(C_i'') = 0{,}10\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ „ 20 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}20\ C_i''$
„ Dreicylinder- „ „ 30 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}30\ C_i''$

Bei „sehr hoher" Überhitzung könnten wir für die Eincylinder-Maschine auch bei dem kleinsten diesbezüglichen Überhitzungsgrade von 120° C (wovon laut Zeile 3 S. 16 (unten) während der Admission bloß etwa 42° oder etwas mehr an Überhitze eingebüßt werden) den Abkühlungs-Verlust füglich = 0 setzen — und wer will, mag es auch wirklich tun —, aber wir wollen zum Zwecke

*) Das etwaige Vorhandensein eines besonderen „directen" Überhitzers zwischen den beiden Cylindern einer Zweicylindermaschine lassen wir hier vor der Hand unbeachtet, und es kann dieser (bezüglich des Brennstoff-Verbrauches) zweifelhaft vorteilhaften Einrichtung durch eine minderhohe Schätzung von (C_i'') Rechnung getragen werden.

Digitized by Google

der angestrebten Vorsicht und Rechnungssicherheit, eventuell zu Garantie-Zwecken, auch diesfalls einen kleinen, und zwar 5procentigen Abkühlungs-Verlust in Rechnung bringen und nehmen bei den Heißdampfmaschinen mit „sehr hoher" Überhitzung (um 120° bis 160°) den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust rechnungsmäßig an, wie folgt:

bei Eincylinder-Masch. mit 5 % von C_i'', d. h. $(C_i'') = 0{,}05\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ „ 10 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}10\ C_i''$
„ Dreicylinder- „ „ 15 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}15\ C_i''$

Wenn man sich bei der Berechnung des Dampfverbrauches keinen Illusionen hingeben will, so wird man unsere Ansätze von C_i'' durchaus nicht zu hoch finden! Im Gegenteile wird man — namentlich wenn man den berechneten Dampfverbrauch zu garantieren hat — wohlweislich und sicherheitshalber eine Kleinigkeit (z. B. 0,1 oder 0,2 kg) noch zuschlagen!

Zusätzliche Bemerkung.

Außer der „mittelhohen" Überhitzung (80° bis 120°) und der „sehr hohen" Überhitzung (120° bis 160°) könnte man noch eine „mäßige" Überhitzung um weniger als 80° inbetracht ziehen, wobei sowohl der nutzbare Dampfverbrauch als auch der Abkühlungs-Verlust größer ausfallen würden als bei der „mittelhohen" Überhitzung. Um hierfür (vorderhand) nicht besondere (größere) Werte des Reductions-Coëfficienten z für den nutzbaren Dampfverbrauch ableiten zu müssen, kann man die Werte von z für die „mittelhohe" Überhitzung auch für die „mäßige" Überhitzung in Anwendung bringen, muß aber sodann den Abkühlungs-Verlust in gesteigertem Maße größer annehmen, indem man für denselben etwa

bei Eincylinder-Maschinen 25 % von C_i'' d. h. $(C_i'') = 0{,}25\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ 40 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}40\ C_i''$
„ Dreicylinder- „ 55 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}55\ C_i''$

in Rechnung bringt.

Allerdings hat solch eine „mäßige" Überhitzung bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen keinen rechten Sinn, indem sie diesfalls zu wenig ausgeben wird.

Der Dampflässigkeits-Verlust.

Die rechnungsmäßige Bestimmung des stets vorhandenen, aber ungemein schwankenden „Dampflässigkeits-Verlustes" ist bei allen Maschinenarten eine höchst problematische Sache. Abgesehen von „sichtlicher" Dampflässigkeit, welche den betreffenden Verlust füglich unberechenbar macht, bei guten Maschinen jedoch zu vermeiden ist, kann man den Dampflässigkeits-Verlust gewöhnlicher (guter) Naßdampfmaschinen mittels Tab. V' (S. 47 des tabellarisch-theoretischen Teiles meines „Hilfsbuches für Dampfmasch.-Techn.") beurteilen. Von dieser Tabelle dürfen wir wohl auch bei gewöhnlichen (guten) Heißdampfmaschinen Gebrauch machen.

Jedoch die dortige Bemerkung, daß bei exacten Maschinen dieser Anteil der Dampfverluste „selbst um die Hälfte herabgemindert werden kann", müssen wir bei den Heißdampfmaschinen um so mehr, da dieselben vorwiegend als exacte Maschinen inbetracht zu ziehen sind, mit einiger Reserve aufnehmen.

Es ist hinreichend bekannt, daß der überhitzte Dampf in einem bedeutenden Maße „flüssiger" ist als der gesättigte oder gar der (wirklich zur

Digitized by Google

Anwendung kommende) nasse Dampf. Aus dieser Rücksicht ist der überhitzte Dampf in Leitungen und Kanälen zu einer bedeutend größeren Geschwindigkeit geeignet, als der nasse Dampf.*) Aus eben diesem Grunde der „Leichtflüssigkeit" wird aber der überhitzte Dampf auch alle (unwillkürlich) etwa vorhandenen Lücken und Spielräume am Dampfkolben, an den Dampfverteilungs-Organen (namentlich Ventilen) etc. mit einer größeren Geschwindigkeit durchströmen, als der nasse Dampf, d. h. der Dampflässigkeits-Verlust wird sich bei der Heißdampfmaschine größer gestalten als bei der Naßdampfmaschine, und dies um so mehr, da der Heißdampf an den Maschinenorganen im allgemeinen bedeutend größere Deformationen verursacht, wodurch die erwähnten Lücken und Spielräume an Größe gewinnen und somit die Menge des entwichenen Dampfes wesentlich anwächst; bei der Ventilsteuerung kann dieses Anwachsen des Dampflässigkeits-Verlustes selbst auch verhängnisvoll und zum mindesten sehr unangenehm werden.

Wir möchten „den Teufel nicht an die Wand malen" und wollen vielmehr die erwähnten schädlichen Deformierungen durch passende constructive Hilfsmittel paralysiert voraussetzen; der unvermeidlichen gesteigerten Flüssigkeit des Heißdampfes wollen wir jedoch mindestens bei den „exacten" Maschinen, für welche unsere sonstige Bemessung des Dampflässigkeits-Verlustes (mit $^1/_2$ des Verlustes der gewöhnlichen, guten Maschinen) gar leicht zu knapp bemessen erscheinen könnte, dadurch Rechnung tragen, daß wir den Dampflässigkeits-Verlust der „exacten" Heißdampfmaschinen auf drei Viertel dieses Verlustes bei den gewöhnlichen guten Maschinen anschlagen.

Um dem Rechnenden diese wenn auch einfache Reduction und zugleich das Nachschlagen in einem andern Buche zu ersparen, folgt hier am Schlusse in § 10 eine besondere Tabelle über den rechnungsmäßigen „Dampflässigkeits-Verlust exacter Heißdampfmaschinen".

Da die Heißdampfmaschinen wohl vorwiegend als „exacte" Maschinen in unserem Sinne ausgeführt werden, so wollen wir von dieser neuen Tabelle auch vorwiegend Gebrauch machen, und wenn irgend ein Anlaß zur Befürchtung einer namhafteren Dampflässigkeit vorhanden sein sollte, kann man nach dortiger Bemerkung einen entsprechenden Zuschlag in Anwendung bringen.

Eine sichtlich bedeutende Dampflässigkeit, welche die Anwendung des Heißdampfes geradezu illusorisch machen würde, müssen wir allerdings ganz unberücksichtigt lassen, weil sie sich auch ohnedies jeder Berechnung entzieht.

Die Summe aus dem nutzbaren Dampfverbrauch (C_i') und den beiden Dampfverlusten (C_i'') und (C_i''') bildet bei den Heißdampfmaschinen — wenn man von dem etwaigen Dampflässigkeits-Verlust der Dampfleitung, welcher

*) Vermöge dieses Umstandes braucht trotz der geringeren Leistung, welche dem überhitzten Dampfe bei einer vorhandenen Maschine im Vergleiche mit dem gesättigten Dampfe eigen ist, eine herzustellende Heißdampfmaschine für eine gewisse Leistung durchaus nicht größer auszufallen, als die äquivalente Naßdampfmaschine, wenn man die Kolbengeschwindigkeit der Heißdampfmaschine in dem betreffenden Verhältnisse größer macht als jene der Naßdampfmaschine.

Digitized by Google

heutzutage verschwindend klein gemacht werden kann, absieht — den totalen Dampfverbrauch und zugleich die Speisewassermenge.

Hingegen kommt bei den Naßdampfmaschinen zu dem analogen Dampfverbrauch $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der Leitungs-Verlust nebst dem Nässegehalte des Dampfes (d. i. das aus dem Kessel mechanisch mitgerissene Wasser) additiv hinzu; erst diese Total-Summe ist mit dem obigen totalen Dampfverbrauch $(C_i) = (C_i') + (C_i'') + (C_i''')$ der Heißdampfmaschinen zu vergleichen, um die Vorteilhaftigkeit derselben bezüglich des Dampfverbrauches zu ermitteln.

Auf der andern Seite kommt jedoch bezüglich des Brennstoffverbrauches die zur Überhitzung des Dampfes notwendige Wärmemenge und der derselben äquivalente Brennstoff-Mehrverbrauch in bereits erwähnter Weise der Heißdampfmaschine „zur Last" zu schreiben. Diese ökonomische „Anlastung" ist bei dem indirect geheizten (durch die Kesselfeuerung mitgeheizten) Überhitzer verhältnismäßig nicht bedeutend, bei dem directen (besonders geheizten) Überhitzer aber sehr bedeutend, weshalb über die „directen" Überhitzer mitunter überhaupt ein absprechendes Urteil gefällt wird.

Der Grund dieser Aburteilung liegt, wie bereits angedeutet wurde, darin, daß dem directen Überhitzer die gesamten Wärmeverluste einer ganzen besonderen Ofenheizung anhaften, während bei dem indirecten Überhitzer diese Wärmeverluste (hauptsächlich die in die Esse abziehende Wärme und die fortwährende Abkühlung des Kesselmauerwerkes nach außen betreffend) lediglich den Dampfkessel an sich angehen, und den Überhitzer beinahe unbehelligt lassen. Hiernach ist auch ein zweiter, zwischen dem Admissions- und Expansions-Cylinder einer Mehrcylinder-Maschine eingeschalteter „directer" Überhitzer im Allgemeinen zu vermeiden, weil durch einen solchen zwar der Dampfverbrauch, keineswegs aber der Brennstoffverbrauch (vermöge der großen Wärme-Verluste einer jeden einzelnen Heizanlage) lohnend herabgemindert wird.

Hieraus wird sodann gefolgert, daß der directe, besonders geheizte Überhitzer nur dann gerechtfertigt ist, wenn aus localen Rücksichten die Entfernung der Maschine von der Kesselanlage sehr groß ist und vielleicht mehrere Hundert Meter beträgt. Da jedes Hundert nahezu 50° der etwa vorhandenen (indirect erzeugten) Überhitze absorbiert, so würde der Dampf je nach Umständen entweder nur sehr wenig oder aber gar nicht überhitzt in die Maschine treten. Diesem Übelstande kann sodann nur ein directer, nahe an der Maschine angebrachter Überhitzer abhelfen.

Wenn wir nun unter solchen Umständen und überhaupt in allen Fällen, welche die indirecte Überhitzung als irgend unzweckmäßig oder auch unzulässig erscheinen lassen, den „directen" Überhitzer nahe der Maschine (allerdings nur als ein „notwendiges" Übel) für gerechtfertigt ansehen wollen, so können wir die Unvorteilhaftigkeit desselben, im Falle wir es (wie in der Regel) mit einer Mehrcylinder-Maschine zu tun haben, in sehr bedeutendem Maße dadurch vermindern, daß wir diesmal **zwei Überhitzer in einem einzigen Ofen** zusammen combinieren derart, daß der erste, sehr ausgiebige Überhitzer für die Admission die erste Hitze der Ofenfeuerung für sich in Anspruch nimmt; aus dem Admissions-Cylinder (bei der Dreicylinder-Maschine

Digitized by Google

eventuell aus dem Mitteldruckcylinder) würde der bereits sehr abgekühlte Dampf in den zweiten Überhitzer, welchem die zweite (geringere) Hitze der Ofenfeuerung zuteil wird, zur nochmaligen (mäßigen) Überhitzung und sodann in den Expansions-Cylinder gelangen. Die hiermit zur Erwägung empfohlene Einrichtung wäre geeignet, das Minimum des Dampfverbrauches unter den ungünstigsten Verhältnissen zu erreichen und besäße den Nachteil der directen Überhitzung nur zur Hälfte, indem sich um die Wärmeverluste der betreffenden Ofenheizung zwei Überhitzer teilen, während obendrein diese Wärmeverluste viel geringer als bei einem einzigen Überhitzer ausfallen, indem die Verbrennungsgase zweimal zur Wirkung gelangen und mit einer viel kleineren Temperatur in die Esse entweichen.

Kurz gesagt: Während ein einzelner direct geheizter Überhitzer (inbetreff des Brennstoff-Verbrauches) immer unvorteilhaft ist, kann die Combination zweier solcher Überhitzer in **einem** Ofen unter Umständen relativ recht vorteilhaft sich gestalten.

Ich halte diesen meinen Vorschlag unter den angegebenen Umständen — wenn eine bedeutende Entfernung der Maschine von der Kesselanlage nicht zu vermeiden ist oder wenn überhaupt aus irgend welchen Gründen die indirecte Überhitzung vermieden werden will — für die Anwendung als empfehlenswert; unter allen andern Verhältnissen wird aber die Anordnung eines einzigen ausgiebigen Überhitzers in den Feuerzügen der Kesselheizung betriebsökonomisch (mit Rücksicht auf den Brennstoff-Verbrauch) das allerbeste sein.

§ 5.

Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen nach den Ergebnissen der ersten Abhandlung.*)

Wir beziehen alle Bestimmungsgrößen für die Heißdampfmaschinen auf jene, welche die Naßdampfmaschinen betreffen, und kennzeichnen dieselben für Heißdampf durch eine Klammer; demnach ist:

(N_i) d. indic. Leistung u. (C_i') d. nutzbare Dampfverbrauch e. Heißdampfmasch.
N_i „ „ „ „ C_i' „ „ „ „ gleichen Naßdampfmaschine usw.

Die Größe der Überhitzung beurteilen wir nach der Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

wobei t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 die Temperatur des gleichgespannten gesättigten Dampfes bezeichnet. Die Heißdampf-Temperatur ist immer nächst der Maschine (nicht nächst des Kessels) gemeint.

Wir unterscheiden (außer einer „mäßigen", noch nebenbei zu erwähnenden Überhitzung):

---

*) Wir empfehlen selbst Denjenigen, denen zum theoretischen Studium die Zeit mangelt, die betreffende in § 1 bis 4 enthaltene Abhandlung einmal mindestens flüchtig durchzulesen, denn in dieser kurzen Anleitung können wir nicht Alles anführen, was zu einer rationellen Berechnung notwendig ist.

Digitized by Google

A. eine **„mittelhohe"** Überhitzung um etwa $\Delta t = 80°$ bei großen Füllungen, um $\Delta t = 100°$ bei mittleren und um 120° bei kleinen Füllungen;

B. eine **„sehr hohe"** Überhitzung, um etwa $\Delta t = 120°$ bei großen, 140° bei mittleren und 160° bei kleinen Füllungen.

Es ist zuvörderst:

A. für „mittelhohe" Überhitzung:

$$(N_i) = y\, N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y}\,(N_i)$$
$$(C_i') = z\, C_i'$$

B. für „sehr hohe" Überhitzung:

$$(N_i) = y'\, N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y'}\,(N_i)$$
$$(C_i') = z'\, C_i'.$$

Hierbei haben die Coëfficienten y und y' dann z und z' die folgenden Werte:

I. bei **Auspuff**-Maschinen:

A. **Mittelhohe** Überhitzung:

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Δt beiläuf. =		85°	80°	90°	100°	110°	120° Cels.
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,97	0,96	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,03	1,04	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18
z =	0,95	0,96	0,97	0,98	1,00	1,01	1,03
+ oder − %	−5	−4	−3	−2	0	+1	+3 Proc.

B. **Sehr hohe** Überhitzung:

Δt beiläuf. =		120°	120°	130°	140°	150°	160° Cels.
$y' = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,95	0,94	0,93	0,91	0,87	0,84	0,81
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,05	1,06	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24
z' =	0,90	0,91	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98
+ oder − %	−10	−9	−9	−7	−6	−4	−2 Proc.

Die Größen für l_1/l = 0,333 und 0,3 sind hier nur schätzungsweise angesetzt (nicht besonders berechnet).

Digitized by Google

II. bei **Condens.**-Maschinen:

A. **Mittelhohe** Überhitzung:

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
Δt beiläuf. =	80°	85°	90°	95°	100°	100°	105°	110°	115°	120° Cels.
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,95	0,94	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22
z =	0,97	0,98	0,99	1,00	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
+ oder − %	−3	−2	−1	0	0	+1	+2	+3	+4	+5 Proc.

B. **Sehr hohe** Überhitzung:

Δt beiläuf. =	120°	125°	130°	135°	140°	140°	145°	150°	155°	160° Cels.
$y' = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,94	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,81	0,79	0,77
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,06	1,08	1,11	1,135	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30
z' =	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,01
+ oder − %	−9	−8	−7	−6	−5	−4	−3	−2	−1	+1 Proc.

Zusatz (zur leichten Bestimmung der Überhitzung).

p absol. Admiss. Spannung in Atm.
t_0 zugehörige Temperatur des gesättigten Dampfes;
t jeweilige „ „ überhitzten „
$\Delta t = t - t_0$ jeweilige Überhitzung.

zu p =	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14 Atm.
t_0 =	143°	151°	158°	164°	169°	174°	179°	183°	187°	191°	193° Cels.

Z. B. für eine Condens.-Maschine, welche mit einer Spannung $p = 10$ Atm. bei einer Füllung $l_1/l = 0{,}07$ arbeitet, liefert der Überhitzer einen Dampf von $t = 280°$ C; zu $p = 10$ Atm. ist (abgerundet) $t_0 = 180°$; somit $\Delta t = t - t_0 = 100°$, dies ist (in anbetracht von 105° zu $l_1/l = 0{,}07$ unter A) fast genau unsere „mittelhohe" Überhitzung. Wenn der Überhitzer $t = 300°$ erzeugen würde, so wäre $\Delta t = t - t_0 = 120°$; dies ist nicht ganz der Mittelwert zwischen 105° und 145° obiger Beträge von Δt (für $l_1/l = 0{,}07$); daher steht diese Überhitzung zwischen unserer „mittelhohen" und „sehr hohen" beiläufig in der Mitte. Hätte aber der Heißdampf bloß $t = 250°$, so wäre $\Delta t = t - t_0 = 70°$; gegenüber 105° bei unserer „mittelhohen" Überhitzung wäre dies also bloß „mäßige" Überhitzung.

Digitized by Google

Sollte eine solche Condens.-Masch. mit $p = 10$ Atm. und $l_1/l = 0{,}07$ bei der erst-erwähnten „mittelhohen" Überhitzung (also bei $t = 280°$ und $\Delta t = 100°$ für eine indic. Leistung $(N_i) = 450$ Pfdk. (den Dimensionen etc. nach) erst ausgemittelt werden, so müßte sie als Naßdampfmaschine eine Leistung $N_i = \frac{1}{y}\,(N_i) = 1{,}16 \,.\, 450 = 522$ Pfdk. entwickeln, und für diese Leistung wäre sie eben als Naßdampfmaschine nach bekannt vorausgesetzten Regeln (einschließlich des Dampfverbrauches) auszumitteln, nachträglich jedoch mit Heißdampf von der Temper. $t = 280°$ zu betreiben. Für diesen Betrieb ergibt sich der Dampfverbrauch nach der folgenden Anleitung.

Berechnung des Dampfverbrauches.

Der Gesamtdampfverbrauch (C_i) einer Heißdampfmaschine ergibt sich aus dem nutzbaren Dampfverbrauch C_i' und aus dem Abkühlungs-Verlust C_i'' einer gleich großen (und gleich betätigten) Naßdampfmaschine, sowie aus dem Dampflässigkeitsverluste (C_i''') (wenn man nicht optimistisch rechnen will) folgends:

A. bei **mittelhoher** Überhitzung:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}20\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$

B. bei **sehr hoher** Überhitzung:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}05\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$

Bei etwaiger „mäßiger" Überhitzung ($\Delta t < 80°$ C, etwa 50° bei großen und 75° bei kleinen Füllungen) kann man die Reductions-Coëfficienten z des nutzbaren Dampfverbrauches eben so groß wie bei „mittelhoher" Überhitzung annehmen, muß jedoch den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust viel höher anschlagen, indem man etwa setzt:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}25\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}40\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}55\,C_i'' + (C_i''')$

Bei Zwei- und Dreicylinder-Maschinen hat die „mäßige" Überhitzung keinen Sinn, ebenso wie die „sehr hohe" Überhitzung für Eincylinder-Maschinen keinen rechten Sinn hat, denn dies hieße unter Umständen noch überhitzten Dampf in den Condensator (oder in die Atmosphäre) zu entlassen!

Der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') ist für **exacte** Heißdampfmaschinen aus der hier zuletzt (in § 10) folgenden Tabelle zu entnehmen.

Digitized by Google

Anstatt etwaiger Beispiele über die Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen folgt hier demnächst eine umfassende und übersichtliche Doppeltabelle für „mittelhohe" und „sehr hohe" Überhitzung; daselbst ist jeder einzelnen Dampfverbrauchs-Vergleichungstabelle (einerseits für Auspuff- andererseits für Condens.-Maschinen) linksseitig ein Vergleich der indicierten Leistungen gleicher und gleich betätigter Maschinen einmal ohne Überhitzung, das anderemal mit „mittelhoher" und „sehr hoher" Überhitzung beigeschlossen.

Die „mäßige Überhitzung" wurde für die Leistungen nicht besonders berücksichtigt; selbstverständlich ist die indic. Leistung bei mäßiger Überhitzung zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher" Überhitzung enthalten.

Nach der erwähnten Doppeltabelle (bezw. nach den beiden Tabellenpaaren) folgt eine Doppeltabelle über den Dampf-Consum einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei drei Modalitäten der Überhitzung (einschließlich der „mäßigen"); in dieser Schlußtabelle konnten nur drei absol. Admissionsspannungen $p = 8$, 10 und 12 berücksichtiget werden.

Nebst den Dampfverbrauchsziffern wurden durchwegs auch die minimalen Dampfverbrauchs-Grenzen lim. C_i angegeben, welche einerseits bei „mittelhoher" Überhitzung $(= z\ C_i')$, andererseits bei „sehr hoher" Überhitzung $(= z'\ C_i')$ nach der Darlegung des Verfassers mit einem einzigen Überhitzer (indirect oder direct geheizt) als nicht erreichbar sich herausstellen, mittels zweier Überhitzer jedoch mit zweifelhaftem betriebsökonomischen Vorteile möglicherweise nahe erreicht werden könnten.

Diese Vergleichungs-Tabellen haben lediglich zur Übersicht und Beurteilung der Rechnungs-Resultate nach den vorstehenden Regeln zu dienen; in jedem concreten Falle bestimme man den Dampfverbrauch (und auch die Leistung) nach eben diesen Regeln. Will man hierbei (jedoch auf eigene Verantwortung) etwas knapper rechnen, so kann dies durch eine etwas kargere Bemessung des Abkühlungs-Verlustes, also durch eine etwas kleinere Annahme des Coëfficienten von C_i'' geschehen; an dem nutzbaren Dampfverbrauche $z\ C_i'$ (bezw. $z'\ C_i'$) ist jedoch nichts, und an dem Dampflässigkeits-Verluste (C_i''') kaum etwas zu ändern. Kluger, bezw. vorsichtiger Weise wird man jedoch auch den Abkühlungs-Verlust bei der Berechnung nicht verringern, und eher (namentlich wenn es sich um eine Garantie handelt) zu dem Schlußresultate nach unserer Rechnung einen mäßigen Zuschlag (z. B. 0,1 oder 0,2 kg zu C_i) eintreten lassen.

Als wesentlich ist noch hinzuzufügen, daß behufs des Vergleiches des totalen Dampf-Consums, bezw. der Speisewassermenge ohne und mit Überhitzung zu der tabellarischen Angabe von C_i ohne Überhitzung jedesmal noch ein Zuschlag von mehreren Procenten à conto des Dampfleitungs- als Con-

Digitized by Google

densations-Verlustes, so wie à conto des aus dem Kessel mechanisch mitgerissenen Wassers hinzuaddieren ist, und erst diese Summe ist mit den tabellarischen Angaben des Dampf-Consums mit Überhitzung zu vergleichen, um den dampfökonomischen Vorteil der Überhitzung der Größe nach zu ersehen.

Über den betriebsökonomischen Vorteil (den Brennstoff-Verbrauch betreffend) siehe die einschlägigen Bemerkungen in der vorangehenden Abhandlung.

Digitized by Google

§ 6. Tabellen zur Vergleichung der indicierten Leistung und des Dampf-Consums exacter Dampfmaschinen ohne und mit Dampfüberhitzung.

Die tabellarischen Angaben gelten sämtlich für einen einzigen, vor der betreffenden Maschine angebrachten Überhitzer, gleichgültig, ob derselbe (günstigererweise) durch die Kesselfeuerung **(indirect)** mit geheizt wird, oder aber (ungünstigererweise) ein in besonderem Ofen **direct** geheizter Überhitzer ist.

Im übrigen siehe den vorhergehenden Text.

Der Dampfflüssigkeits-Verlust (C_i''') der Heißdampfmaschinen ist in diesen Tabellen für das Zwei- und Dreicylinder-System eben so groß angenommen, wie für die Eincylinder-Maschinen. Will man weniger ängstlich rechnen, so kann man den genannten Verlust und hiemit die tabellarischen Ansätze des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen um die folgenden Beträge („Diff.“) vermindern:

für N_i =	50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	2	3	3	4	4 Met.
für Zweicyl.-Masch. Diff. =	0,2	0,15	0,1	0,1	0,05 kg
„ Dreicyl.- „ Diff. =	0,3	0,2	0,15	0,1	0,1 kg

Es wird den interessierten Fachgenossen überlassen, sich zu überzeugen, dass die vorliegenden Rechnungs-Resultate (bei Wahrung der gewohnten Vorsicht) mit den Versuchs-Resultaten von Dörfel, Schröter u. a. bestens übereinstimmen.

Digitized by Google

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Auspuff.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$			$p = 8$			$p = 10$			$p = 12$		
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	sehr hoher Überhitzung
$N_i = 10$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	9,8	9,6	0,333	9,7	9,5	0,3	9,6	9,4	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	9,6	9,4	0,25	9,5	9,3	0,20	9,3	9,1	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	49	48	0,333	48,5	47,5	0,3	48	47	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	48	47	0,25	47,5	46,5	0,20	46,5	45,5	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,20	46,5	45,5	0,15	45	43,5	0,125	43,5	42
$N_i = 250$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	242	237	0,3	240	235	0,25	237	232	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	237	232	0,20	232	227	0,15	225	217	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,15	225	217	0,125	217	210	0,10	210	202
$N_i = 1000$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	970	950	0,3	960	940	0,25	950	930	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	950	930	0,20	930	910	0,15	900	870	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,15	900	870	0,125	870	840	0,10	840	810

Die Leistung bei „mäßiger“ Überhitzung ist zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher“ Überhitzung enthalten.

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
ohne und mit (mittelhoher und sehr hoher) Dampfüberhitzung.

		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
			ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_l = s'C_l$		ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_l = s'C_l$		ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_l = s'C_l$		ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_l = s'C_l$
		$\frac{l_1}{l}$	158°	mi. h. 258°	s. h. 298°		$\frac{l_1}{l}$	170°	mi. h. 270°	s. h. 310°		$\frac{l_1}{l}$	179°	mi. h. 279°	s. h. 319°		$\frac{l_1}{l}$	187°	mi. h. 287°	s. h. 327°	
$N_i = 10$, $\varepsilon = 1{,}5$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	17,0	12,8	**12,0**	9,8	0,333	15,6	11,4	**10,7**	8,5	0,3	14,9	10,7	**10,0**	7,8	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	13,7	10,8	**10,2**	8,1	0,25	12,2	9,7	**9,0**	6,9	0,20	11,4	8,9	**8,4**	6,3	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $\varepsilon = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	16,2	12,4	**11,7**	9,8	0,333	14,8	11,0	**10,3**	8,5	0,3	14,0	10,4	**9,7**	7,8	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	13,1	10,5	**9,9**	8,1	0,25	11,6	9,3	**8,7**	6,9	0,20	10,7	8,6	**8,1**	6,3	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $\varepsilon = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	15,6	11,6	**10,8**	9,8	0,333	14,2	10,2	**9,5**	8,5	0,3	13,5	9,5	**8,9**	7,8	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	12,5	9,7	**9,1**	8,1	0,25	11,1	8,5	**7,9**	6,9	0,20	10,2	7,8	**7,3**	6,3	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,7	8,9	**8,3**	7,2	0,15	9,6	8,0	**7,3**	6,2	0,125	8,9	7,5	**6,9**	5,9
$N_i = 50$, $\varepsilon = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	14,7	11,3	**10,6**	9,8	0,333	13,3	9,9	**9,3**	8,5	0,3	12,6	9,3	**8,7**	7,8	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	11,8	9,5	**8,9**	8,1	0,25	10,4	8,3	**7,7**	6,9	0,20	9,5	7,6	**7,1**	6,3	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,2	8,6	**8,0**	7,2	0,15	9,0	7,7	**7,1**	6,2	0,125	8,4	7,2	**6,7**	5,9
$N_i = 250$, $\varepsilon = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,3	10,6	**9,9**	9,4	0,3	13,0	9,5	**8,8**	8,3	0,25	12,3	8,7	**8,0**	7,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,4	9,0	**8,3**	7,8	0,20	10,0	7,8	**7,3**	6,8	0,15	9,2	7,0	**6,5**	6,0	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch	.	.	.	.	.	0,15	10,2	8,4	**7,7**	7,1	0,125	9,0	7,4	**6,8**	6,2	0,10	8,3	7,0	**6,5**	5,9
$N_i = 250$, $\varepsilon = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,8	10,5	**9,8**	9,4	0,3	12,5	9,4	**8,7**	8,3	0,25	11,7	8,6	**7,9**	7,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,0	8,9	**8,2**	7,8	0,20	9,7	7,7	**7,2**	6,8	0,15	8,8	6,9	**6,4**	6,0	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,8	8,2	**7,6**	7,1	0,125	8,6	7,3	**6,7**	6,2	0,10	8,0	6,9	**6,4**	5,9
$N_i = 1000$, $\varepsilon = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,7	10,4	**9,7**	9,4	0,3	12,4	9,3	**8,6**	8,3	0,25	11,6	8,5	**7,8**	7,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	10,9	8,8	**8,1**	7,8	0,20	9,6	7,6	**7,1**	6,8	0,15	8,8	6,8	**6,3**	6,0	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,7	8,1	**7,5**	7,1	0,125	8,6	7,1	**6,6**	6,2	0,10	7,9	6,7	**6,3**	5,9

Die Zweicylinder-Auspuffmaschinen sind ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Überhitzung aber unter 12 Atm. unvorteilhaft.
Die nächstrechtsseitige Bemerkung (bezügl. lim C_l) ist auch hier giltig. — mi. h. = mittelhoch; s. h. = sehr hoch; *t Dampftemperatur*

Digitized by Google

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Condens.

N_i ohne Überhitzung		$\phi = 6$			$\phi = 8$			$\phi = 10$			$\phi = 12$		
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung
$N_i = 10$	Eincylinder-Masch.	0,15	9,2	**9,0**	0,125	9,1	8,8	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincylinder-Masch.	0,15	46	**45**	0,125	45,5	**44**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,125	45,5	**44**	0,10	45	**43**	0,07	43	**41**	0,06	42,5	**40,5**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,07	43	**41**	0,06	42,5	**40,5**	0,05	42	**39,5**
$N_i = 250$	Eincylinder-Masch.	0,125	227	**220**	0,10	225	**215**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	225	**215**	0,08	220	**210**	0,06	212	**202**	0,05	210	**197**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,06	212	**202**	0,05	210	**197**	0,04	205	**192**
$N_i = 1000$	Eincylinder-Masch.	0,125	910	**880**	0,10	900	**860**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	900	**860**	0,08	880	**840**	0,06	850	**810**	0,05	840	**790**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,06	850	**810**	0,05	840	**790**	0,04	820	**770**

Die Leistung bei „mäßiger“ Überhitzung ist zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher“ Überhitzung enthalten.

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
ohne und mit (mittelhoher und sehr hoher) Dampfüberhitzung.

			$p = 6$				$p = 8$				$p = 10$				$p = 12$			
			ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_i = s' C_i$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_i = s' C_i$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_i = s' C_i$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_i = s' C_i$
		$\frac{l_1}{l}$		mi. h.	s. h.	s. h.		mi. h.	s. h.	s. h.		mi. h	s. h.	s. h.		mi. h.	s. h.	s. h.
	t (circa) =		158°	258°	298°	298°	170°	270°	310°	310°	179°	279°	319°	319°	187°	287°	327°	327°
$N_i = 10$ $c = 1{,}5$ m	Eincyl.-Masch.	0,15	10,5	7,9	7,4	5,3	10,1	7,6	7,1	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ $c = 2$ m	Eincyl.-Masch.	0,15	9,9	7,6	7,1	5,3	9,4	7,3	6,8	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ $c = 2$ m	Eincyl.-Masch.	0,15	9,3	6,8	6,8	5,3	8,9	6,5	6,0	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	0,125	8,3	6,7	6,2	5,1	7,7	6,2	5,7	4,7	0,07	6,9	5,7	5,3	0,06	6,7	5,6	5,2	4,1
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	6,9	6,0	5,5	4,4	0,06	6,5	5,7	5,3	0,05	6,1	5,5	5,0	3,9
$N_i = 50$ $c = 3$ m	Eincyl.-Masch.	0,15	8,7	6,6	6,1	5,3	8,2	6,2	5,8	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	0,125	7,7	6,5	5,9	5,1	7,1	5,9	5,5	4,7	0,07	6,4	5,5	5,1	0,06	6,2	5,3	5,0	4,1
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	6,4	5,7	5,3	4,4	0,06	6,0	5,5	5,0	0,05	5,7	5,2	4,8	3,9
$N_i = 250$ $c = 3$ m	Eincyl.-Masch.	0,125	8,3	6,1	5,7	5,3	7,9	5,7	5,4	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	0,10	7,5	6,0	5,5	5,1	6,9	5,5	5,1	4,5	0,06	6,1	5,1	4,8	0,05	5,9	5,0	4,6	4,1
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	6,2	5,3	4,8	4,2	0,05	5,8	5,0	4,6	0,04	5,5	4,7	4,8	3,7
$N_i = 250$ $c = 4$ m	Eincyl.-Masch.	0,125	7,9	6,0	5,6	5,3	7,5	5,6	5,8	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	0,10	7,2	5,9	5,4	5,1	6,6	5,4	5,0	4,5	0,06	5,9	5,0	4,7	0,05	5,7	4,9	4,5	4,1
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	5,9	5,2	4,7	4,2	0,05	5,6	4,9	4,5	0,04	5,2	4,6	4,2	3,7
$N_i = 1000$ $c = 4$ m	Eincyl.-Masch.	0,125	7,9	5,9	5,5	5,3	7,4	5,5	5,2	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicyl.- „	0,10	7,1	5,8	5,3	5,1	6,5	5,3	4,9	4,5	0,06	5,8	4,9	4,6	0,05	5,6	4,7	4,4	4,1
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	5,9	5,1	4,6	4,2	0,05	5,5	4,8	4,4	0,04	5,1	4,5	4,1	3,7

Note. lim $C_i = s' C_i$ (nutzb. Dampfverbr.) Grenze des Gesamtdampfverbrauches (C_i) bei sehr hoher Überhitzung (um 120° bis 160°) mittels einfachen Überhitzers nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit fraglichem Vorteil nahezu erreichbar. — mi. h. = mittelhoch; s. h. = sehr hoch; t = *Dampftemperatur*.

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei drei Modalitäten der Überhitzung.

		$p = 8$							$p = 10$							$p = 12$						
		ohne	mit Überhitzung			lim C_i =			ohne	mit Überhitzung			lim C_i =			ohne	mit Überhitzung			lim C_i =		
	l_1/l					$\varepsilon\, C_i$	$\varepsilon'\, C_i'$		l_1/l				$\varepsilon\, C_i$	$\varepsilon'\, C_i'$		l_1/l				$\varepsilon\, C_i$	$\varepsilon'\, C_i'$	
t (circa) =		170°	mäss. 235°	mi. h. 270°	s. h. 310°	mi. h. 270°	s. h. 310°		170°	mäss. 244°	mi. h. 270°	s. h. 310°	mi. h. 270°	s. h. 310°		185°	mäss. 252°	mi. h. 287°	s. h. 327°	mi. h. 287°	s. h. 327°	
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	15,6	12,1	11,4	10,7	8,9	8,5	0,3	14,9	11,4	10,7	10,0	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	12,2	10,3	9,7	9,0	7,4	6,9	0,2₃	11,4	9,6	8,9	8,4	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,8	11,7	11,0	10,3	8,9	8,5	0,3	14,0	11,0	10,4	9,7	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,6	9,9	9,3	8,7	7,4	6,9	0,2₃	10,7	9,1	8,6	8,1	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,2	10,9	10,2	9,5	8,9	8,5	0,3	13,5	10,2	9,5	8,9	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,1	9,1	8,5	7,9	7,4	6,9	0,2₃	10,2	8,3	7,8	7,3	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	0,20	10,7	9,5	8,9	8,3	7,5	7,2	0,15	9,6	8,6	8,0	7,3	6,6	6,2	0,12₅	8,9	8,2	7,5	6,9	6,2	5,9
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,3	10,5	9,9	9,3	8,9	8,5	0,3	12,6	9,8	9,3	8,7	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans	0,25	10,4	8,7	8,3	7,7	7,4	6,9	0,20	9,5	8,0	7,6	7,1	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	0,20	10,2	9,3	8,6	8,0	7,6	7,2	0,15	9,0	8,2	7,7	7,1	6,6	6,2	0,12₅	8,4	7,8	7,2	6,7	6,2	5,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	13,0	10,0	9,5	8,8	8,7	8,3	0,25	12,3	9,3	8,7	8,0	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,20	10,0	8,2	7,8	7,3	7,2	6,8	0,15	9,2	7,5	7,0	6,5	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	0,15	10,2	8,9	8,4	7,7	7,5	7,1	0,12₅	9,0	7,9	7,4	6,8	6,6	6,2	0,10	8,3	7,6	7,0	6,5	6,2	5,9
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,5	9,8	9,4	8,7	8,7	8,3	0,25	11,7	9,0	8,6	7,9	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,20	9,7	8,1	7,7	7,2	7,2	6,8	0,15	8,8	7,3	6,9	6,4	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	0,15	9,8	8,7	8,2	7,6	7,5	7,1	0,12₅	8,6	7,7	7,3	6,7	6,6	6,2	0,10	8,0	7,3	6,9	6,4	6,2	5,9
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,4	9,7	9,3	8,6	8,7	8,3	0,25	11,6	8,9	8,5	7,8	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,2₃	9,6	8,0	7,6	7,1	7,2	6,8	0,15	8,8	7,2	6,8	6,3	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylind.-Masch	0,15	9,7	8,6	8,1	7,5	7,5	7,1	0,12₅	8,6	7,6	7,1	6,6	6,6	6,2	0,10	7,9	7,0	6,7	6,3	6,2	5,9

mäss. = mäßige, mi. h. = mittelhohe, s. h. = sehr hohe Überhitzung. Siehe auch Note rechts (betreffs lim C_i). t *Dampftemperatur.*

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
einerseits **ohne** Überhitzung,
andererseits bei **drei** Modalitäten der Überhitzung.

		$p = 8$							$p = 10$							$p = 12$						
		l_1/l	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i =			l_1/l	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i =			l_1/l	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i =		
	t (circa) =		170°	mäss. 235°	mi. h. 270°	s. h. 310°	$s\,C_i$ mi. h. 270°	$s\,C_i$ s. h. 310°		179°	mäss. 244°	mi. h. 270°	$s\,C_i$ mi. h. 270°	$s\,C_i$ s. h. 310°			167°	mäss. 252°	mi. h. 287°	s. h. 327°	$s\,C_i$ mi. h. 287°	$s\,C_i$ s. h. 327°	
$N_i = 10$	Eincyl.-Masch.	0,125	10,1	8,0	7,6	7,1	5,3	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 1{,}5$ m	Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$	Eincyl.-Masch.	0,125	9,4	7,6	7,3	6,8	5,3	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 2$ m	Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincyl.-Masch.	0,125	8,9	6,8	6,5	6,0	5,3	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 2$ m	Zweicyl.- „	0,10	7,7	6,6	6,2	5,7	4,9	4,7	0,07	6,9	6,2	5,7	5,3	4,7	4,3	0,06	6,7	6,0	5,6	5,2	4,3	4,1
	Dreicyl.- „	0,07	6,9	6,5	6,0	5,5	4,6	4,4	0,06	6,5	6,2	5,7	5,3	4,7	4,1	0,05	6,1	6,0	5,5	5,0	4,1	3,9
$N_i = 50$	Eincyl.-Masch.	0,125	8,2	6,5	6,2	5,8	5,3	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 8$ m	Zweicyl.- „	0,10	7,1	6,3	5,9	5,5	4,9	4,7	0,07	6,4	5,9	5,5	5,1	4,7	4,3	0,06	6,2	5,6	5,3	5,0	4,3	4,1
	Dreicyl.- „	0,07	6,4	6,1	5,7	5,3	4,6	4,4	0,06	6,1	5,9	5,5	5,0	4,3	4,1	0,05	5,7	5,6	5,2	4,8	4,1	3,9
$N_i = 250$	Eincyl.-Masch.	0,10	7,9	6,0	5,7	5,4	5,1	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 8$ m	Zweicyl.- „	0,08	6,9	5,8	5,5	5,1	4,8	4,5	0,06	6,1	5,5	5,1	4,8	4,4	4,2	0,05	5,9	5,3	5,0	4,6	4,3	4,1
	Dreicyl.- „	0,06	6,2	5,7	5,3	4,8	4,4	4,2	0,05	5,8	5,4	5,0	4,6	4,2	4,0	0,04	5,5	5,0	4,7	4,3	3,9	3,7
$N_i = 250$	Eincyl.-Masch.	0,10	7,5	5,9	5,6	5,3	5,1	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 4$ m	Zweicyl.- „	0,08	6,6	5,7	5,4	5,0	4,8	4,5	0,06	5,9	5,3	5,0	4,7	4,4	4,2	0,05	5,7	5,1	4,9	4,5	4,3	4,1
	Dreicyl.- „	0,06	5,9	5,5	5,2	4,7	4,4	4,2	0,05	5,6	5,2	4,9	4,5	4,2	4,0	0,04	5,2	4,9	4,6	4,2	3,9	3,7
$N_i = 1000$	Eincyl.-Masch.	0,10	7,4	5,8	5,5	5,2	5,1	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 4$ m	Zweicyl.- „	0,08	6,5	5,6	5,3	4,9	4,8	4,5	0,06	5,8	5,2	4,9	4,6	4,4	4,2	0,05	5,6	5,0	4,7	4,4	4,3	4,1
	Zweicyl.- „	0,06	5,9	5,4	5,1	4,6	4,4	4,2	0,05	5,5	5,1	4,8	4,4	4,2	4,0	0,04	5,1	4,8	4,5	4,1	3,9	3,7

lim C_i Grenze des Dampf-Consums, u. zw. $= s\,C_i$ für mittelhohe, und $= s'\,C_i$ für sehr hohe Überhitzung, mit einem einzigen Überhitzer nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit zweifelhaftem Vortelle nahezu erreichbar. Siehe auch Note links.

Digitized by Google

Zweite Abhandlung.

Supplement zu den Heißdampfmaschinen.

§ 7.

Theoretischer Vorbericht.

Wir haben in der ersten Abhandlung über Heißdampfmaschinen, deren Kenntnisnahme wir hier voraussetzen,*) rechnungsmäßig nur zwei Überhitzungsstufen unterschieden, und zwar:

A. Eine **mittelhohe** Überhitzung (um $\Delta t = 80°$ bei großen und 120° bei kleinen Füllungen), im Mittel um $\Delta t = 100°$ C.

B. Eine **sehr hohe** Überhitzung (um $\Delta t = 120°$ bei großen und 160° bei kleinen Füllungen), im Mittel um Δt 140° C.

In dem Expansionsgesetze

$$p\,v^k = \text{Const.}$$

nahmen wir den maßgebenden Exponenten k folgends an:

ad A. $k = 1{,}125$ (zu $\Delta t = 80°$) bis $k = 1{,}20$ (zu $\Delta t = 120°$);
ad B. $k = 1{,}15$ (zu $\Delta t = 120°$) bis $k = 1{,}25$ (zu $\Delta t = 160°$).

Wenn wir hier eine kleine Verschiebung der Werte von k derart eintreten lassen, daß wir zu $\Delta t = 120°$ in beiden Fällen (A und B) den mittleren Wert $k = 1{,}175$ in Rechnung bringen, so wird zu jeder Größe der Überhitzung Δt ein bestimmter Wert von k gehören, nämlich

zu $\Delta t =$	80°,	120°,	160°
$k =$	1,125,	1,175,	1,25.

Wenn wir außerdem zu gleichen Intervallen von Δt auch gleiche Intervalle von k naturgemäß eintreten lassen, so erhalten wir:

zu $\Delta t =$	80°,	120°,	160°
$k =$	1,125,	1,175,	1,225.
	A		B

Dies betrifft in angedeuteter Weise die beiden Fälle, A (mittelhohe Überhitzung) und B (sehr hohe Überhitzung).

Es sei hier sogleich bemerkt, daß die anscheinend bedeutende Verschiebung der Werte von k (namentlich für die „sehr hohe" Überhitzung B) eine nur mäßige und für die Anwendung unbedeutende Änderung der Berechnungs-Resultate zur Folge haben wird, sodaß die Ausführungen der ursprünglichen Theorie in der ersten Abhandlung für die Anwendung nach wie vor Geltung haben.

Die hienach modificierte Annahme der zusammengehörigen Werte von Δt und k setzt uns aber auch in die Lage, außer den Überhitzungen A (um

*) Die im weiteren hier folgende „Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen für vier Überhitzungsstufen" ist indes auch an und für sich (ohne diesen „Theoretischen Vorbericht") verständlich.

Digitized by Google

$\Delta t = 80°$ bis 120°) und B (um $\Delta t = 120°$ bis 160°) auch noch zwei anderweitige Überhitzungsstufen inbetracht zu ziehen, nämlich:

A_0) eine „**mäßige**" Überhitzung, um Δt weniger als 80°, mit $k < 1{,}125$, und

C) die „**höchste**" Überhitzung, um Δt mehr als 160°, mit $k > 1{,}225$.*)

Demnach unterscheiden wir in dieser „zweiten Abhandlung" (Supplement) zur möglichst vollständigen Erledigung der Heißdampfmaschinen die folgenden **vier** Stufen der Überhitzung:

A_0) **mäßige** Überhitzung mit

$$\Delta t = 50° \text{ bis } 80° \text{ und zugehörig } k = 1{,}080 \text{ bis } 1{,}125$$

A) **mittelhohe** Überhitzung mit

$$\Delta t = 80° \text{ bis } 120° \text{ und zugehörig } k = 1{,}125 \text{ bis } 1{,}175$$

B) **sehr hohe** Überhitzung mit

$$\Delta t = 120° \text{ bis } 160° \text{ und zugehörig } k = 1{,}175 \text{ bis } 1{,}225$$

C) **höchste** Überhitzung mit

$$\Delta t = 160° \text{ bis } 200° \text{ und zugehörig } k = 1{,}225 \text{ bis } 1{,}270$$

Behufs Bestimmung des Leistungs-Verhältnisses

$$y = \frac{(p_i)}{p_i}$$

berechnen wir — indem wir die auf Überhitzung bezug habenden Größen nach wie vor durch Einklammerung kennzeichnen — für die gangbaren Füllungen l_1/l zunächst den Spannungs-Coëfficienten

$$f = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \operatorname{logn} \frac{1+m}{\frac{l_1}{l}+m}$$

ohne Überhitzung (nach dem Mariotte'schen Gesetze $p\,v = \text{Const.}$), sowie — für entsprechend gewählte Admissions-Spannungen p die zugehörige indicierte Spannung

$$p_i = f\,p - 1{,}15 \text{ Atm. für Auspuff}$$
$$\text{und } p_i = f\,p - 0{,}20 \text{ Atm. für Condens.}$$

Hierauf verteilen wir für jede der obigen vier Überhitzungsstufen A_0, A, B, C die jeweiligen Intervalle der Überhitzung Δt und die zugehörigen Intervalle des Exponenten k auf die gangbaren Füllungen derart, daß naturgemäß die Überhitzung (innerhalb des betreffenden Intervalls) desto größer

*) Diese „höchste" Überhitzung um $\Delta t = 160°$ bis etwa 200° wird nicht allein als solche (wohl nur ausnahmsweise) inbetracht kommen, sondern auch dazu dienlich sein können, die Leistung und den Dampfverbrauch einer Heißdampfmaschine auch dann annähernd zu bestimmen, wenn die Dampfüberhitzung zwar um eine Stufe geringer ist, jedoch durch zwei Überhitzer (hievon einer dem Niederdruck-Cylinder vorgelegt) herbeigeführt wird, für welche Modalität der Überhitzung die directe Bestimmung des Leistungs-Verhältnisses etc. rechnungsmäßig nicht wohl angeht

Digitized by Google

ausfällt, je kleiner die Füllung ist*) und berechnen den Spannungs-Coëfficienten (f) mit Überhitzung mittels

$$(f) = \frac{l_1}{l} + \frac{\frac{l_1}{l} + m}{k-1}\left\{1 - \left(\frac{\frac{l_1}{l} + m}{k-1}\right)^{k-1}\right\}$$

Hieraus ergeben sich für die bereits entsprechend gewählten Admissions-Spannungen p und Füllungen l_1/l die zugehörigen indicierten Spannungen mit Überhitzung, und zwar:

$$(p_i) = (f)p - 1{,}15 \text{ Atm. für Auspuff}$$
$$\text{und } (p_i) = (f)p - 0{,}20 \text{ Atm. für Condens.}$$

Hiernach bestimmen wir für alle Stufen der Überhitzung und jedesmal für alle gangbaren Füllungen die Leistungs-Verhältnisse

$$y = \frac{(p_i)}{p_i}$$

nebst ihren reciproken Werten $\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$.

Alle diese Berechnungen ergeben die folgende Zusammenstellung:

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

1. **Ohne** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
hierzu $t_0 =$	*158°*	*167°*	*179°*	*187°*	*197° Cels.*
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39
sodann $p_i =$	**2,61**	**3,04**	**3,67**	**4,12**	**4,73** Atm.

2. **Mit** Überhitzung, und zwar:

A_0. für **mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\Delta t =$	50°	57°	64°	72°	80° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*208°*	*224°*	*243°*	*259°*	*277°* „
$k =$	1,085	1,095	1,105	1,115	1,125
$(f) =$	0,61	0,54	0,455	0,41	0,36
$(p_i) =$	2,49	2,87	3,40	3,76	4,235 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	**0,96**	**0,94**	**0,93**	**0,91**	**0,90**
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12

*) Nebenbei erwähnt, entsprechen die folgends in Rechnung gebrachten Werte von k und Δt beiläufig der empirischen Formel $k = 1 + 0_{0,144}\,\Delta t$, welche für $\Delta t = 0$ den Mariotteschen Wert $k = 1$ und für $\Delta t = 230°$ den adiabat. Wert $k = 1_{,33}$ ergeben würde und hiemit hinreichend sachgemäß ist.

Digitized by Google

A. für **mittelhohe** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Δt =	80°	90°	100°	110°	120° Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	238°	257°	279°	297°	317° „
k =	1,125	1,140	1,150	1,160	1,175
(f) =	0,60	0,53	0,44	0,40	0,35
(p_i) =	2,44	2,80	3,29	3,63	4,07 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i}$ =	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16

B. für **sehr hohe** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Δt =	120°	130°	140°	150°	160° Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	278°	297°	319°	337°	357° „
k =	1,175	1,190	1,200	1,212	1,225
(f) =	0,59	0,515	0,43	0,39	0,34
(p_i) =	2,38	2,71	3,18	3,48	3,91 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i}$ =	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$ =	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21

C. für **höchste** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Δt =	160°	168°	176°	184°	192° Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	318°	335°	355°	371°	389° „
k =	1,225	1,235	1,245	1,255	1,265
(f) =	0,58	0,505	0,42	0,38	0,33
(p_i) =	2,32	2,64	3,08	3,37	3,77 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i}$ =	0,89	0,87	0,84	0,82	0,80
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$ =	1,125	1,15	1,19	1,22	1,25

Digitized by Google

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

1. **Ohne** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5	Atm.
hierzu $t_0 =$	*143°*	*143°*	*143°*	*143°*	*151°*	*158°*	*164°*	*170°*	*179°*	*189°*	*Cels.*
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39	0,35	0,33	0,31	0,28s	0,26	
sodann $p_i =$	2,30	2,04	1,73	1,56	1,76	1,91	2,11	2,26	2,65	3,06	Atm.

2. **Mit** Überhitzung.

A_o. für **mäßige** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	
$\Delta t =$	48°	51°	54°	57°	60°	64°	68°	72°	76°	80°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*191°*	*194°*	*197°*	*200°*	*211°*	*222°*	*232°*	*242°*	*255°*	*269°*	*Cels.*
$k =$	1,080	1,085	1,090	1,095	1,100	1,105	1,110	1,115	1,120	1,125	
$(f) =$	0,61	0,54	0,46	0,41	0,37	0,32	0,30	0,28	0,25s	0,23	
$(p_i) =$	2,23	1,95	1,63	1,46	1,63	1,74	1,91	2,03	2,35	2,67s	Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,89	0,87	
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,13	1,14s	

A. für **mittelhohe** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	
$\Delta t =$	80°	85°	90°	95°	100°	104°	108°	112°	116°	120°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*223°*	*228°*	*233°*	*238°*	*251°*	*262°*	*272°*	*282°*	*295°*	*309°*	*Cels.*
$k =$	1,125	1,130	1,135	1,142	1,150	1,155	1,160	1,165	1,170	1,175	
$(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,35	0,31	0,29	0,27	0,24	0,22	
$(p_i) =$	2,19	1,91	1,59	1,41	1,57	1,67	1,83	1,94	2,24	2,55	Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,87	0,86	0,84	0,83	
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,05	1,07	1,09	1,10s	1,12	1,14	1,15	1,16s	1,18	1,20	

B. für **sehr hohe** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	
$\Delta t =$	120°	125°	130°	135°	140°	144°	148°	152°	156°	160°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*263°*	*268°*	*273°*	*278°*	*291°*	*302°*	*312°*	*322°*	*335°*	*349°*	*Cels.*
$k =$	1,175	1,180	1,185	1,192	1,200	1,205	1,210	1,215	1,220	1,225	
$(f) =$	0,59	0,52	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,21	
$(p_i) =$	2,15	1,87	1,54	1,36	1,51	1,61	1,76	1,86	2,14	2,42s	Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,93	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84	0,83	0,82	0,81	0,79	
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16s	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26	

Digitized by Google

C. für **höchste** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	
$\Delta t =$	160°	164°	168°	172°	176°	180°	184°	188°	192°	196°	Cels.
$t - t_0 + \Delta t =$	*303°*	*307°*	*311°*	*315°*	*327°*	*338°*	*348°*	*358°*	*371°*	*385°*	*Cels.*
$k =$	1,225	1,230	1,235	1,240	1,245	1,250	1,255	1,260	1,265	1,270	
$(f) =$	0,58	0,51	0,42s	0,38	0,33	0,29	0,27	0,25	0,22s	0,20	
$(p_i) =$	2,11	1,82	1,50	1,32	1,46	1,55	1,69	1,78	2,05	2,31	Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,81	0,80	0,79	0,77	0,75s	
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	

Hiermit haben wir für alle in Betracht gezogene vier Überhitzungsstufen das indicierte Leistungs-Verhältnis

$$y = \frac{(p_i)}{p_i} = \frac{(N_i)}{N_i}$$

der Heißdampfmaschinen ausgemittelt, welches annähernd auch als das Verhältnis $\frac{(N_n)}{N_n}$ der Netto-Leistungen angesehen werden kann.

Der reciproke Wert $\frac{1}{y}$ dieses Verhältnisses wird uns auch zu der Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches führen; wir haben nämlich $\frac{1}{y}$ mit dem Dichteverhältnis $\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0}$ zu multiplicieren, um das Verhältnis des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschine zu jenem der Naßdampfmaschine zu erhalten; hiebei bezeichnet σ_α die Dichte (bezw. das specif. Gewicht) des Heißdampfes im Momente der eben erfolgten Admission, und σ_0 die Dichte (bezw. d. sp. Gew.) des gleichgespannten gesättigten Dampfes.

Zu der numerischen Bestimmung von $\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0}$ hat man (wegen der gleichen Spannung) nach dem Gay-Lussacschen Gesetze

$$\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t_\alpha}$$

wobei t_α die Temperatur des überhitzten Admissionsdampfes im Dampfcylinder und t_0 jene des gleich gespannten gesättigten Dampfes bezeichnet; t_0 ist für die betreffende Admissionsspannung p der Zeunerschen, bezw. der Fliegnerschen Dampftabelle zu entnehmen, t_α ist weder theoretisch noch practisch bestimmbar und muß daher aufgrund einer entsprechenden Annahme über die Größe der Abkühlung des Heißdampfes bei der Admission, d. h. über die Einbuße an Überhitze hiebei, festgesetzt werden.

Wir schätzen diese Einbuße bei den mittleren Beträgen unserer viererlei Überhitzungen Δt, also bei den mittleren diesbezüglichen Füllungen, und zwar:

Digitized by Google

A_0. bei mäßiger Überhitze $\Delta t = 65°$ auf $^3/_4\ \Delta t = 49°$ (nahe 50°)
A. „ mittelhoher „ $\Delta t = 100°$ „ $^1/_2\ \Delta t = 50°$
B. „ sehr hoher „ $\Delta t = 140°$ „ $^1/_3\ \Delta t = 47°$
C. „ höchster „ $\Delta t = 180°$ „ $^1/_4\ \Delta t = 45°$

Nach dieser Annahme (Schätzung) büßt der überhitzte Dampf während der Admission bei allen Stufen der Überhitzung im Mittel etwa 50° oder etwas weniger von seiner ursprünglichen Überhitze ein, was dem tatsächlichen Verhalten des Heißdampfes entsprechen dürfte.*) Daß diesen mittleren Einbußen von 50°, 47° und 45° (bei mittelgroßen Füllungen) entsprechend kleinere Einbußen bei kleineren Füllungen und entsprechend größere Einbußen bei größeren Füllungen zurseite stehen, werden wir erst am Schlusse unserer Berechnung berücksichtigen.

Zur Eruierung des fraglichen Dichte-Verhältnisses nehmen wir die drei Admissionsspannungen $p = 6$, 9 und 12 Atm. inbetracht und es ergibt sich die nachfolgende Zusammenstellung, in welcher Δt_a die nach erfolgter Admission noch vorhandene Überhitze bezeichnet:

	Überhitzung			
	mäßige	mittelhohe	sehr hohe	höchste
Δt im Mittel =	65°	100°	140°	180°
hievon wird eingebüßt	$^3/_4$	$^1/_2$	$^1/_3$	$^1/_4$
d. i. ab	49°	50°	47°	45°
bleibt Δt_a =	16°	50°	93°	135°
bei p = 6 Atm. t_0 =	158°	158°	158°	158°
9 „ t_0 =	175°	175°	175°	175°
12 „ t_0 =	187°	187°	187°	187°
do. $t_a = t_0 + \Delta t_a$ =	174°	208°	251°	293°
	191°	225°	268°	310°
	203°	237°	280°	322°
do. $\frac{\sigma_a}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t_a}$ =	0,964	0,898	0,823	0,761
	0,966	0,900	0,829	0,770
	0,967	0,900	0,832	0,773
do. $\frac{\sigma_a}{\sigma_0}$ im Mittel =	0,966	0,900	0,828	0,768

Mit diesen Mittelwerten ergibt sich der Reductions-Coëfficient des nutzbaren Dampfverbrauches

$$z = \frac{\sigma_a}{\sigma_0} \cdot \frac{1}{y}$$

auf Grund des Vorangegangenen, zunächst provisorisch, und sodann (in der betreffenden Orts motivierten Weise) definitiv, wie folgt:

*) In der ursprünglichen Abhandlung (S. 14 u. 15) haben wir bei „sehr hoher" Überhitzung die Einbuße an Überhitze während der Admission bloß mit $^1/_4\ \Delta t = 35°$ geschätzt, und diese Größe (Abkühlung) nachträglich als etwas zu gering befunden. Die nunmehrige Schätzung der Temperaturabnahme auf $^1/_3\ \Delta t = 47°$ dürfte der (tatsächlich kaum zu ergründenden) Wahrheit näher stehen. aber wir werden uns überzeugen, daß die schließlichen Resultate für die Anwendung durch diese Änderung der Schätzung durchaus nicht wesentlich alteriert werden.

Digitized by Google

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

	zu	$\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
A_0 Bei **mäßiger** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12
	provis. $z = 0{,}966$	$\frac{1}{y}$ =	1,01	1,02	**1,04**	1,06	1,08
	definitiv	z =	**1,03**	**1,03**	**1,04**	**1,05**	**1,06**
A. Bei **mittelhoher** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16
	provis. $z = 0{,}900$	$\frac{1}{y}$ =	0,96	0,98	**1,00**	1,02	1,05
	definitiv	z	**0,98**	**0,99**	**1,00**	**1,01**	**1,03**
B. Bei **sehr hoher** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21
	provis. $z = 0{,}828$	$\frac{1}{y}$ =	0,91	0,93	**0,95**	0,98	1,00
	definitiv	z =	**0,93**	**0,94**	**0,95**	**0,96**	**0,98**
C. Bei **höchster** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,12₅	1,15	1,19	1,22	1,25
	provis. $z = 0{,}768$	$\frac{1}{y}$ =	0,86	0,88₅	**0,91**	0,94	0,96
	definitiv	z =	**0,89**	**0,90**	**0,91**	**0,93**	**0,94**

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

	zu	$\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
A_0 Bei **mäßiger** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,10	1,10	1,11	1,13	1,14₅
	prov. $z = 0{,}965$	$\frac{1}{y}$ =	1,00	1,01	1,02	1,03	**1,04**	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11
	definitiv	z =	**1,02**	**1,02**	**1,03**	**1,04**	**1,04**	**1,05**	**1,05**	**1,06**	**1,07**	**1,07**
A. Bei **mittelhoher** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,07	1,09	1,10₅	1,12	1,14	1,15	1,16₅	1,18	1,20
	prov. $z = 0{,}900$	$\frac{1}{y}$ =	0,95	0,96	0,98	0,99	**1,01**	1,03	1,04	1,05	1,06₅	1,08
	definitiv	z =	**0,98**	**0,98**	**0,99**	**1,00**	**1,01**	**1,02**	**1,02**	**1,03**	**1,04**	**1,05**
B. Bei **sehr hoher** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16₅	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26
	prov. $z = 0{,}828$	$\frac{1}{y}$ =	0,89	0,90	0,93	0,95	**0,96**	0,98	0,99	1,01	1,02	1,05
	definitiv	z =	**0,92**	**0,93**	**0,94**	**0,95**	**0,96**	**0,97**	**0,98**	**0,99**	**0,99**	**1,01**
C. Bei **höchster** Überhitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32
	prov. $z = 0{,}768$	$\frac{1}{y}$ =	0,84	0,86	0,88	0,90	**0,93**	0,95	0,96	0,97	0,99	1,02
	definitiv	z =	**0,88**	**0,89**	**0,90**	**0,92**	**0,93**	**0,94**	**0,94**	**0,95**	**0,96**	**0,97**

Digitized by Google

Mit den hiermit ausgemittelten Werten von z (definitiv) ergibt sich für jede der vier in Betracht gezogenen Überhitzungsstufen und für jede gangbare Füllung aus dem nutzbaren Dampfverbrauche C_i' ohne Überhitzung der nutzbare Dampfverbrauch **mit** Überhitzung

$$(C_i') = z\ C_i'$$

Den Abkühlungsverlust der Heißdampfmaschinen (C_i'') schätzen wir im Verhältnisse zu jenem C_i'' der Naßdampfmaschinen je nach der Höhe der Überhitzung folgends:

	Überhitzung			
	A_0 mäßig	A. mittelhoch	B. sehr hoch	C. höchste
Eincylinder-Masch. $(C_i'') =$	0,15 C_i''	0,10 C_i''	0,05 C_i''	0,03 C_i''
Zweicylinder-Masch. $(C_i'') =$	0,30 C_i''	0,20 C_i''	0,10 C_i''	0,06 C_i''
Dreicylinder-Masch. $(C_i'') =$	0,45 C_i''	0,30 C_i''	0,15 C_i''	0,09 C_i''

Der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') der Heißdampfmaschinen kann der hier am Schlusse (§ 10) folgenden besonderen Tabelle entnommen werden.

Sonach ist der Gesamtdampfverbrauch (abgesehen von dem Lässigkeits-Verluste der Dampfleitung zugleich die Speisewassermenge) einer Heißdampfmaschine pro indicierte Pferdestunde

$$(C_i) = z\ C_i' + (C_i'') + (C_i''')$$

Nachträgliche Bemerkung.

Für das Expansionsgesetz $pv^k = \text{Const.}$ ist der Exponent k auf Grund von Versuchs-Diagrammen behufs Vergleiches mit den hier in Rechnung genommenen Größen von k **nicht** aus dem Diagramm des Hochdruckcylinders an sich und jenem des Expansions-Cylinders an sich, sondern vielmehr aus dem „rankineisierten" **Gesamt-Diagramm** zu entnehmen! Ersteres ist nur dann gerechtfertigt, wenn die Bestimmung der Leistung des Hochdruckcylinders an sich und ebenso jene des Expansions-Cylinders an sich besonders vorgenommen wird, während hier die Leistung so bestimmt wird, als ob ein einziger Cylinder (nämlich der Niederdruckcylinder) mit der (reducierten) Füllung l_1/l vorhanden wäre!

§ 8.

Practische Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen nach dem Supplement (für **vier** Überhitzstufen).*)

Wir beziehen alle Bestimmungsgrößen für die Heißdampfmaschinen auf jene der Naßdampfmaschinen und kennzeichnen die ersteren durch eine Klammer; demnach ist

*) Diese „Practische Anleitung" ist zwar für die Anwendung an sich verständlich; immerhin empfiehlt es sich jedoch, zunächst die ursprüngliche theoretische Darlegung in der 1. Abhandl. (für bloß zwei Überhitzungsstufen) und dann auch den hier vorangehenden „Theoret. Vorbericht" (für vier Überhitzungsstufen) einmal mindestens flüchtig durchzulesen, da in dieser kurzen Anleitung doch nur ein Schema zu der practischen Berechnung vorliegen kann, dessen Begründung in den genannten zwei theoret. Partien gegeben ist.

Digitized by Google

(N_i) die indic. Leistung, (C_i') d. nutzb. Dampfverbr. e. Heißdampfmasch.
N_i „ „ „ C_i' „ „ „ e. gleichen Naßdampfmasch.

etc. Hierbei ist selbstverständlich das Leistungsverhältnis

$$\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$$

Die Größe der Überhitzung beurteilen wir nach der Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

wobei t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 jene des gleichgespannten gesättigten Dampfes bezeichnet. Die Heißdampftemperatur t ist stets nächst der Maschine (nicht nächst dem Kessel) gemeint.

Wir unterscheiden hier **vier** Überhitzungsstufen, u. zw.

A_0. eine „**mäßige**“ Überhitzung

um $\Delta t = 50°$ bei großen, bis $\Delta t = 80°$ bei kleinen, $\Delta t = 65°$ bei mittleren Füllungen;

A. eine „**mittelhohe**“ Überhitzung

um $\Delta t = 80°$ bei großen, bis $\Delta t = 120°$ bei kleinen, $\Delta t = 100°$ bei mittleren Füllungen;

B. eine „**sehr hohe**“ Überhitzung

um $\Delta t = 120°$ bei großen, bis $\Delta t = 160°$ bei kleinen, $\Delta t = 140°$ bei mittleren Füllungen;

C. die „**höchste**“ Überhitzung

um $\Delta t = 160°$ bei großen, bis $\Delta t = 200°$ bei kleinen, $\Delta t = 180°$ bei mittleren Füllungen.

Insoweit die beiläufig günstigste Füllung l_1/l im Spiele ist, erscheint durch Δt auch die Dampftemperatur t betimmt und ist auch folgends überall angesetzt.

Die folgenden Angaben für „**höchste**“ Überhitzung gelten annähernd zugleich für die nächst kleinere Überhitzung, wenn hiebei zwei Receiver (hiervon der zweite vor dem Niederdruck-Cylinder) zur Anwendung kommen sollten.

Es ist zuvörderst

$$(N_i) = y\, N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y}\,(N_i)$$
$$(C_i') = z\, C_i'$$

Hiebei haben die Coëfficienten y und $\frac{1}{y}$, dann z die folgenden Werte:

Digitized by Google

I. **Auspuff**-Maschinen.

A_0. **Mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	
angenommen p =	.	.	*6*	*7,5*	*10*	*12*	*15*	
Δt =	.	.	50°	57°	64°	72°	80°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	.	.	*208°*	*224°*	*243°*	*259°*	*277°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,98	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,90	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,02	1,03	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	
z =	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,05	1,06	
+ oder − %	+ 1	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 5	+ 6	%

A. **Mittelhohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	.	.	80°	90°	100°	110°	120°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	.	.	*238°*	*257°*	*279°*	*297°*	*317°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,96	0,95	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,04	1,05	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16	
z =	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03	
+ oder − %	− 4	− 3	− 2	− 1	0	+ 1	+ 3	%

B. **Sehr hohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	.	.	120°	130°	140°	150°	160°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	.	.	*278°*	*297°*	*319°*	*337°*	*357°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83	
$\frac{1}{y} = \frac{Ni}{(N_i)}$ =	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21	
z =	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98	
+ oder − %	− 9	− 8	− 7	− 6	− 5	− 4	− 2	%

C. **Höchste** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	.	.	160°	168°	176°	184°	192°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	.	.	*318°*	*335°*	*355°*	*371°*	*389°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,91	0,90	0,89	0,87	0,84	0,82	0,80	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,10	1,11	1,125	1,15	1,19	1,22	1,25	
z =	0,88	0,88	0,89	0,90	0,91	0,93	0,94	
+ oder − %	−12	−12	−11	−10	− 9	− 7	− 6	%

Digitized by Google

Note. Die Daten für die Füllungen 0,3 und 0,333 sind nur beiläufig combiniert (nicht berechnet). Die „angenommenen" p haben nebensächliche Bedeutung.

Die Dampftemperaturen $t = t_0 + \Delta t$ (in Cursivschrift) sind nur annähernd, und stimmen bei einer gewissen Überhitzung Δt mit den tatsächlichen t bei der betreffenden Füllung bloß dann genau überein, wenn diese Füllung einer Expansions-Endspannung von 1,5 Atm. entspricht, d. h. wenn die absol. Admiss.-Spannung p die oben (in der zweiten Zeile) angenommene Größe hat, was in der Regel nur annähernd der Fall ist. Genauer ergibt sich die jeweilige Überhitzung Δt (und hierzu gehörig y nebst $\frac{1}{y}$ und z) mittels des auf S. 48 folgenden „Zusatzes".

II. **Condens.**-Maschinen.

A_0. **Mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	
angenommen p =	*4*	*4*	*4*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*10*	*12,5*	
Δt =	48°	51°	54°	57°	60°	64°	68°	72°	76°	80°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*191°*	*194°*	*197°*	*200°*	*211°*	*222°*	*232°*	*242°*	*255°*	*269°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,89	0,87	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,13	1,145	
z =	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,07	1,07	
+ oder − %	+ 2	+ 2	+ 3	+ 4	+ 4	+ 5	+ 5	+ 6	+ 7	+ 7 %	

A. **Mittelhohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	80°	85°	90°	95°	100°	104°	108°	112°	116°	120°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*223°*	*228°*	*233°*	*238°*	*251°*	*262°*	*272°*	*282°*	*295°*	*309°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,87	0,86	0,84	0,83	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,05	1,07	1,09	1,105	1,12	1,14	1,15	1,165	1,18	1,20	
z =	0,98	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,05	
+ oder − %	− 2	− 2	− 1	0	+ 1	+ 2	+ 2	+ 3	+ 4	+ 5 %	

B. **Sehr hohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	120°	125°	130°	135°	140°	144°	148°	152°	156°	160°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*263°*	*268°*	*273°*	*278°*	*291°*	*302°*	*312°*	*322°*	*335°*	*349°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,93	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84	0,83	0,82	0,81	0,79	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,165	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26	
z =	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99	1,01	
+ oder − %	− 8	− 7	− 6	− 5	− 4	− 3	− 2	− 1	− 1	+ 1 %	

Digitized by Google

C. **Höchste** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	
Δt =	160°	164°	168	172°	176	180	184°	188°	192°	196°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*303°*	*307°*	*311°*	*315°*	*327°*	*338°*	*348°*	*358°*	*371°*	*385°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,81	0,80	0,79	0,77	0,75	
$\frac{1}{y} - \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	
z =	0,88	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	
+ oder − %	−12	−11	−10	−8	−7	−6	−6	−5	−4	−3 %	

Note. Die Dampftemperaturen $t = t_0 + \Delta t$ (in Cursivschrift) sind nur annähernd und stimmen bei einer gewissen Überhitzung Δt mit den tatsächlichen t bei der betreffenden Füllung bloß dann genau überein, wenn diese Füllung einer Expansions-Endspannung von 0,5 Atm. entspricht, d. h. wenn die Admissions-Spannung p die oben (in der zweiten Zeile) nur nebenbei „angenommene" Größe hat. Genauer ergibt sich die jeweilige Überhitzung Δt (und hierzu gehörig y nebst $\frac{1}{y}$) mittelst des folgenden „Zusatzes".

Zusatz (zur leichten Bestimmung der Überhitzung Δt).

p absol. Admissions-Spannung in Atm.

t_0 zugehörige Temperatur des gesättigten Dampfes (Cels.)

t jeweilige „ „ überhitzten „ „

$\Delta t = t - t_0$.

zu p =	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14 Atm.
t_0 =	143°	151°	158°	164°	169°	174°	179°	183°	187°	191°	193°

Beispiel. Für eine Condens.-Maschine, welche mit einer Admiss.-Spannung $p = 10$ Atm. (absol.) bei einer Füllung $l_1/l = 0{,}07$ arbeitet, liefert der Überhitzer einen Dampf von $t = 280°$ C. Beiläufig genommen, finden wir in unserem Berechnungs-Schema II, u. zw. unter $l_1/l = 0{,}07$ die nächstgelegene Temper. $t = 272°$ bei unserer „mittelhohen" Überhitzung. Andererseits (und genauer) gehört zu $p = 10$ die Sättigungstemperatur (abgerundet) $t_0 = 180°$; es beträgt somit die Überhitzung $\Delta t = t - t_0 = 100°$; die nächst gelegene Zahl unseres Schemas (unterhalb $l_1/l = 0{,}07$) ist $\Delta t = 108°$ bei unserer „mittelhohen" Überhitzung, welche somit diesfalls nahezu im Spiele ist.

Wenn im gegebenen Falle der Überhitzer $t = 300°$ C liefern würde, so ist diese Temperatur nur um 12° geringer, als $t = 312°$ bei unserer „sehr hohen" Überhitzung. Andererseits (und genauer) ist nunmehr $\Delta t = t - t_0 = 120°$, welche Größe zwischen $\Delta t = 108°$ unserer „mittelhohen" und $\Delta t = 148°$ unserer „sehr hohen" Überhitzung enthalten ist u. s. w.

Die richtige Directive zur Beurteilung der Höhe der Überhitzung ist (bei der betreffenden Füllung) eigentlich der Temperatur-Unterschied $\Delta t = t - t_0$, und nur bedingungsweise (und beiläufig) die Heißdampftemperatur t selbst.

Digitized by Google

Mittels der vorhergehenden Schemata I für Auspuff- und II für Condens.-Maschinen kann aufgrund der festgesetzten Höhe der Überhitzung (ob „mäßig", ob „mittelhoch", ob „sehr hoch", ob „höchst", wobei häufig auch dazwischen liegende Überhitzungsstufen zur Geltung kommen werden) sowohl das Leistungs-Verhältnis y, als auch der Reductions-Coëfficient z des nutzbaren Dampfverbrauches C_i' numerisch festgesetzt werden.

Der Gesamt-Dampfverbrauch (C_i) einer Heißdampfmaschine — abgesehen von der (meist minutiösen) Dampflässigkeit der Leitung zugleich die Speisewassermenge — ergibt sich sodann aus dem nutzbaren Dampfverbrauche C_i' und aus dem Abkühlungsverluste C_i'' einer gleichen Naßdampfmaschine nach der folgenden Zusammenstellung, wobei der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') der hier zuletzt folgenden Tabelle (§ 10) zu entnehmen ist.

A_0. bei **mäßiger** Überhitzung (50° bis 80°, im Mittel **65°**)

Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$
Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$
Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}45\,C_i'' + (C_i''')$

A. bei **mittelhoher** Überhitzung (80° bis 120°, im Mittel **100°**)

Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}20\,C_i'' + (C_i''')$
Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$

B. bei **sehr hoher** Überhitzung 120° bis 160°, im Mittel **140°**)

Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}05\,C_i'' + (C_i''')$
Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$

C. bei **höchster** Überhitzung (160° bis 200°, im Mittel **180°**)

Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}03\,C_i'' + (C_i''')$
Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}06\,C_i'' + (C_i''')$
Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}09\,C_i'' + (C_i''')$

Anstatt etwaiger Beispiele über die Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen folgen hier erschöpfende Tabellen über die betreffenden Rechnungsresultate, welche mit ihren Überschriften an sich verständlich und ohne Zweifel recht lehrreich sind.*)

Wenn gleich diese Tabellen ein reiches Material von Rechnungsresultaten bieten, so erstrecken sich diese Resultate doch nur auf einzelne, allerdings sehr zahlreiche Fälle, u. zw. bei dreierlei Auspuffmaschinen (Eincyl. mit Coulisse, Eincyl. mit Expans. und Zweicyl.-Maschinen), sowie bei dreierlei Condens.-Maschinen (Eincyl.-, Zweicyl.- und Dreicyl.-Maschinen) jedesmal auf vier Maschinenstärken ($N_i = 10$, 50, 250 u. 1000 Pfdst.), jedesmal auf zwei passende Kolbengeschwindigkeiten und jedesmal auf vier absol. Admissionsspannungen ($p = 6$, 8, 10 u. 12 Atm.).

Immerhin wird es sich empfehlen, in jedem gegebenen Falle, wenn es sich um die Ausmittlung einer vorhandenen (bezw. vorhanden gedachten) oder herzustellenden Heißdampfmaschine handelt, diese Ausmittlung an der

*) Außer sehr vielem Anderen geht aus diesen Tabellen hervor und ist auch ausdrücklich (unten) bemerkt, daß „die Zweicylinder-Auspuffmaschinen" ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Ueerhitzung aber sogar unter 12 Atm. unvorteilhaft sind. Wenn hiemit diese Maschinen einigermaßen zu streng beurteilt sind, bezw. wenn ihnen hiemit vielleicht ein kleines Unrecht geschieht, so mag dies dahingestellt sein. Groß ist aber dieses Unrecht in keinem Falle.

Digitized by Google

Hand der vorangehenden „Anleitung“ und mit Hilfe der hier weiters folgenden „Angaben für Naßdampfmaschinen, welche zur Berechnung der Heißdampfmaschinen benötigt werden“ selbständig durchzuführen.

Diese Berechnung besteht lediglich in der Ausführung einiger einfacher Multiplicationen und Additionen.

Hingegen wird die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Naßdampfmaschine wohl kaum anders als mittels des „Hilfsbuches für Dampfmaschinen-Techniker“ vorzunehmen sein.

Ausdrücklich ist noch hervorzuheben, daß in den folgenden Tabellen bei Berechnung des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') derselben für das Zweicylinder- und Dreicylindersystem ebenso groß angenommen wurde, wie bei den Eincylinder-Maschinen von gleicher Leistung und Kolbengeschwindigkeit, und zwar wurde durchwegs (nach der betreffenden Tab. in § 10) inrechnung gebracht:

für N_i =	10		50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	1,5	2	2	3	3	4	4 Met.
(C_i''') =	1,95	1,66	0,85	0,67	0,38	0,31	0,20 kg

Hierdurch erscheint (C_i''') und hiemit auch der ganze Dampfverbrauch (C_i) für Heißdampf-Mehrcylindermaschinen (mit „mehrmaliger“ oder „mehrstufiger“ Expansion) etwas zu hoch — sagen wir „einigermaßen ängstlich“ — im Vergleich mit den Eincylinder-Maschinen bemessen.

Wenn man vor der Leichtflüssigkeit des Heißdampfes weniger „ängstlich“ sein will, als es der Verfasser bei der Berechnung dieser Vergleichungstabellen war, so kann man den Dampflässigkeitsverlust der Heißdampfmaschinen (ebenso wie wir es bei den Sattdampfmaschinen taten und tun)

für das Zweicylinder-System um 20 bis 25 Procent,
„ „ Dreicylinder- „ „ 30 „ 40 „

kleiner als bei den Eincylinder-Maschinen annehmen, und somit von den Tafelansätzen des Dampfverbrauches (C_i) der Heißdampfmaschinen Beträge („Diff.“) abziehen, welche folgends abgerundet sind:

für N_i =	50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	2	3	3	4	4 Met.
für Zweicyl.-Masch. „Diff.“ =	0,2	0,15	0,1	0,1	0,05 kg
„ Dreicyl.- „ „ =	0,3	0,2	0,15	0,1	0,1 kg

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen zeigen sich indes trotz alledem zu ihren Ungunsten gewisse Unregelmäßigkeiten, welche (falls etwa irgend unstatthaft) nur dadurch zu erklären wären, daß zu ihrer theoretischen Untersuchung nur unzulängliche Behelfe aus der Experimental-Praxis vorlagen und wohl auch noch bis jetzt vorliegen. Groß dürfte jedoch, wie bereits bemerkt, das diesen Maschinen hier etwa zugefügte Unrecht keineswegs sein.

Digitized by Google

§ 9. Vergleichungs-Tabellen der Berechnungs-Resultate für Heißdampfmaschinen **nach der zweiten Abhandlung** (bei vier Überhitzungsstufen).

Die tabellarischen Angaben gelten sämtlich für **einen einzigen** vor der betreffenden Maschine angebrachten Überhitzer, gleichgültig, ob derselbe (günstigererweise) durch die Kesselfeuerung — **indirect** — mitgeheizt wird, oder aber (ungünstigererweise) ein in besonderem Ofen **direct** geheizter Überhitzer ist.

Im übrigen siehe den vorhergehenden Text.

Durch die vorliegenden Vergleichungs-Tabellen erscheinen die ähnlich eingerichteten Tabellen § 6 weiter ausgebildet, — complettiert, und (wenn man will) zugleich ins reine ausgearbeitet.

Abweichungen der resultierenden Angaben da und dort finden sich (wenn man gut sucht) nur bei der „mäßigen" und „sehr hohen" Überhitzung; dieselben sind motiviert und übrigens so geringfügig, daß hierdurch die Verläßlichkeit der Resultate und der ihnen zugrunde liegenden theoretischen Darstellung nur gewinnen kann.

Digitized by Google

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Auspuff.

Nebst dem nutzbaren Dampfverbrauche.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger	(N_i) bei mittelhoher	(N_i) bei sehr hoher	(N_i) bei höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger	(N_i) bei mittelhoher	(N_i) bei sehr hoher	(N_i) bei höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger	(N_i) bei mittelhoher	(N_i) bei sehr hoher	(N_i) bei höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger	(N_i) bei mittelhoher	(N_i) bei sehr hoher	(N_i) bei höchster
	t (circa) =	150°	223°	258°	298°	338°	170°	233°	270°	310°	350°	179°	244°	279°	319°	359°	187°	252°	289°	327°	367°
		Überhitzung						Überhitzung					Überhitzung					Überhitzung			
$N_i = 10$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	9,8	9,6	9,4	9,1	0,333	9,8	9,6	9,4	9,1	0,3	9,7	9,5	9,3	9,0	.	.	.	.	.
		11,0	11,1	10,3	10,0	9,6	9,4	9,5	8,9	8,6	8,3	8,6	8,8	8,3	7,9	7,6					
	„ „ Expans.	0,3	9,7	9,5	9,3	9,0	0,25	9,6	9,4	9,1	8,9	0,20	9,4	9,2	8,9	8,7	.	.	.	.	.
		8,0	9,0	8,5	8,2	7,8	7,6	7,8	7,4	7,1	6,8	6,8	7,0	6,7	6,4	6,1					
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	49	48	47	45,5	0,333	49	48	47	45,5	0,3	48,5	47,5	46,5	45	.	.	.	.	.
		11,0	10,1	10,3	10,0	9,6	9,4	9,5	8,9	8,6	8,3	8,6	8,8	8,3	7,9	7,6					
	„ „ Expans.	0,3	48,5	47,5	46,5	45	0,25	48	47	45,5	44,5	0,20	47	46	44,5	43,5	.	.	.	.	.
		8,0	9,0	8,5	8,2	7,8	7,6	7,8	7,4	7,1	6,8	6,8	7,0	6,7	6,4	6,1					
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	47	46	44,5	43,5	0,15	46,5	45	43,5	42	0,125	45,5	44	42,5	41
							7,7	7,9	7,6	7,2	6,9	6,6	6,9	6,6	6,3	6,0	6,1	6,4	6,2	5,9	5,6
$N_i = 250$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	245	240	235	228	0,3	243	238	233	225	0,25	240	235	228	223	.	.	.	.	.
		10,4	10,5	9,9	9,5	9,2	9,1	9,3	8,7	8,4	8,0	8,2	8,5	8,0	7,6	7,3					
	„ „ Expans.	0,25	240	235	228	223	0,20	235	230	223	218	0,15	233	225	218	210	.	.	.	.	.
		8,6	8,9	8,3	8,0	7,7	7,3	7,5	7,2	6,9	6,6	6,4	6,7	6,4	6,1	5,8					
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	233	225	218	210	0,125	228	220	213	205	0,10	225	215	208	200
							7,5	7,8	7,5	7,1	6,8	6,5	6,8	6,6	6,2	6,0	6,0	6,4	6,2	5,9	5,6
$N_i = 1000$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	980	960	940	910	0,3	970	950	930	900	0,25	960	940	910	890	.	.	.	.	.
		10,4	10,5	9,9	9,5	9,2	9,1	9,3	8,7	8,4	8,0	8,2	8,5	8,0	7,6	7,3					
	„ „ Expans.	0,25	960	940	910	890	0,20	940	920	890	870	0,15	930	900	870	840	.	.	.	.	.
		8,6	8,9	8,3	8,0	7,7	7,3	7,5	7,2	6,9	6,6	6,4	6,7	6,4	6,1	5,8					
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	930	900	870	840	0,125	910	880	850	820	0,10	900	860	830	800
							7,5	7,8	7,5	7,1	6,8	6,5	6,8	6,6	6,2	6,0	6,0	6,4	6,2	5,9	5,6

Unterhalb der indic. Leistung ist überall der zugehörige nutzbare Dampfverbrauch (C_i) pro indic. Pferdestunde in kleinerer Cursivschrift angesetzt; unterhalb der Füllung $\frac{l_1}{l}$ steht der nutzbare Dampfverbrauch **ohne** Überhitzung. *t Dampftemperatur (unterhalb $\frac{l_1}{l}$ ohne Überhitzung).*

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
ohne und mit (mäßiger und mittelhoher) Dampfüberhitzung.

		$p = 6$				$p = 8$				$p = 10$				$p = 12$			
	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i $= s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim C_i $= s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim C_i $= s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim C_i $= s\,C_i$
t (circa) =	.	156°	223° mäss.	258° mi. h.	255° mi. h.	.	170°	235° mäss.	270° mi. h.	.	179°	244° mäss.	279° mi. h.	.	187°	252° mäss.	287° mi. h.
$N_i = 10$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	17,0	13,8	12,8	10,3	0,333	15,6	12,2	11,4	0,3	14,9	11,5	10,7	.	.	.	.
$c = 1{,}5$ m „ „ Expans.	0,3	13,7	11,5	10,8	8,5	0,25	12,2	10,3	9,7	0,20	11,4	9,4	8,9	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	16,2	13,4	12,4	10,3	0,333	14,8	11,8	11,0	0,3	14,0	11,1	10,4	.	.	.	.
$c = 2$ m „ „ Expans.	0,3	13,1	11,1	10,5	8,5	0,25	11,6	9,9	9,3	0,20	10,7	9,1	8,6	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	15,6	12,6	11,6	10,3	0,333	14,2	11,0	10,2	0,3	13,5	10,3	9,5	.	.	.	.
$c = 2$ m „ „ Expans.	0,3	12,5	10,3	9,7	8,5	0,25	11,1	9,1	8,5	0,20	10,2	8,3	7,8	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,7	9,6	8,9	0,15	9,6	8,5	8,0	0,125	8,9	8,0	7,5
$N_i = 50$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	14,7	12,3	11,3	10,3	0,333	13,3	10,7	9,9	0,3	12,6	10,0	9,3	.	.	.	.
$c = 3$ m „ „ Expans.	0,3	11,8	10,0	9,5	8,5	0,25	10,4	8,8	8,3	0,20	9,5	8,0	7,6	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,2	9,2	8,6	0,15	9,0	8,1	7,7	0,125	8,4	7,7	7,2
$N_i = 250$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,3	11,4	10,6	9,9	0,3	13,0	10,2	9,5	0,25	12,3	9,4	8,7	.	.	.	.
$c = 3$ m „ „ Expans.	0,25	11,4	9,6	9,0	8,3	0,20	10,0	8,3	7,8	0,15	9,2	7,4	7,0	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	10,2	8,9	8,4	0,125	9,0	7,9	7,4	0,10	8,3	7,4	7,0
$N_i = 250$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,8	11,3	10,5	9,9	0,3	12,5	10,1	9,4	0,25	11,7	9,3	8,6	.	.	.	.
$c = 4$ m „ „ Expans.	0,25	11,0	9,5	8,9	8,3	0,20	9,7	8,2	7,7	0,15	8,8	7,3	6,9	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,8	8,7	8,2	0,125	8,6	7,7	7,3	0,10	8,0	7,2	6,9
$N_i = 1000$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,7	11,2	10,4	9,9	0,3	12,4	9,9	9,3	0,25	11,6	9,1	8,5	.	.	.	.
$c = 4$ m „ „ Expans.	0,25	10,9	9,4	8,8	8,3	0,20	9,6	8,1	7,6	0,15	8,8	7,2	6,8	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,7	8,6	8,1	0,125	8,6	7,6	7,1	0,10	7,9	7,1	6,7

$N_i = 10$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	17,0	13,8	12,8	10,3	0,333	15,6	12,2	11,4	0,3	14,9	11,5	10,7	8,3	.	.	.	.	.
$c = 1{,}5$ m „ „ Expans.	0,3	13,7	11,5	10,8	8,5	0,25	12,2	10,3	9,7	0,20	11,4	9,4	8,9	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	16,2	13,4	12,4	10,3	0,333	14,8	11,8	11,0	0,3	14,0	11,1	10,4	8,3	.	.	.	.	.
$c = 2$ m „ „ Expans.	0,3	13,1	11,1	10,5	8,5	0,25	11,6	9,9	9,3	0,20	10,7	9,1	8,6	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	15,6	12,6	11,6	10,3	0,333	14,2	11,0	10,2	0,3	13,5	10,3	9,5	8,3	.	.	.	.	.
$c = 2$ m „ „ Expans.	0,3	12,5	10,3	9,7	8,5	0,25	11,1	9,1	8,5	0,20	10,2	8,3	7,8	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,7	9,6	8,9	0,15	9,6	8,5	8,0	6,6	0,125	8,9	8,0	7,5	6,2
$N_i = 50$ Eincyl. mit Coulisse	0,4	14,7	12,3	11,3	10,3	0,333	13,3	10,7	9,9	0,3	12,6	10,0	9,3	8,3	.	.	.	.	.
$c = 3$ m „ „ Expans.	0,3	11,8	10,0	9,5	8,5	0,25	10,4	8,8	8,3	0,20	9,5	8,0	7,6	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,2	9,2	8,6	0,15	9,0	8,1	7,7	6,6	0,125	8,4	7,7	7,2	6,2
$N_i = 250$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,3	11,4	10,6	9,9	0,3	13,0	10,2	9,5	0,25	12,3	9,4	8,7	8,0	.	.	.	.	.
$c = 3$ m „ „ Expans.	0,25	11,4	9,6	9,0	8,3	0,20	10,0	8,3	7,8	0,15	9,2	7,4	7,0	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	10,2	8,9	8,4	0,125	9,0	7,9	7,4	6,6	0,10	8,3	7,4	7,0	6,2
$N_i = 250$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,8	11,3	10,5	9,9	0,3	12,5	10,1	9,4	0,25	11,7	9,3	8,6	8,0	.	.	.	.	.
$c = 4$ m „ „ Expans.	0,25	11,0	9,5	8,9	8,3	0,20	9,7	8,2	7,7	0,15	8,8	7,3	6,9	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,8	8,7	8,2	0,125	8,6	7,7	7,3	6,6	0,10	8,0	7,2	6,9	6,2
$N_i = 1000$ Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,7	11,2	10,4	9,9	0,3	12,4	9,9	9,3	0,25	11,6	9,1	8,5	8,0	.	.	.	.	.
$c = 4$ m „ „ Expans.	0,25	10,9	9,4	8,8	8,3	0,20	9,6	8,1	7,6	0,15	8,8	7,2	6,8	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,7	8,6	8,1	0,125	8,6	7,6	7,1	6,6	0,10	7,9	7,1	6,7	6,2

Die Zweicylinder-Auspuffmaschinen sind ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Überhitzung aber unter 12 Atm. unvorteilhaft.
Die nächstrechtsseitige Bemerkung (bezügl. lim C_i) ist auch hier gültig. — mäss. = mäßig; mi. h. = mittelhoch; t *Dampftemperatur.*

Digitized by Google

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Condens.

Nebst dem nutzbaren Dampfverbrauche.

N_i ohne Überhitzung		$\phi = 6$					$\phi = 8$					$\phi = 10$					$\phi = 12$				
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung			
			mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster
	t (circa) =	158°	223°	256°	298°	336°	170°	235°	270°	310°	350°	179°	244°	279°	319°	359°	187°	252°	289°	327°	367°
$N_i = 10$	Eincylinder-Masch.	0,15	9,4	9,2	8,9	8,7	0,125	9,3	9,1	8,8	8,5	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
		5,7	5,9	5,6	5,4	5,1	5,3	5,5	5,3	5,0	4,9										
	Zweicylinder- »	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
	Dreicylinder- »	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
$N_i = 50$	Eincylinder-Masch.	0,15	47	46	44,5	43,5	0,125	46,5	45,5	44	42,5	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
		5,7	5,9	5,6	5,4	5,1	5,3	5,5	5,3	5,0	4,9										
	Zweicylinder- »	0,125	46,5	45,5	44	42,5	0,10	46,5	44,5	43	41,5	0,07	45,5	43,5	41,5	40	0,06	45	43	41	39,5
		5,4	5,6	5,4	5,1	5,0	4,9	5,1	4,9	4,7	4,6	4,4	4,6	4,5	4,3	4,1	4,3	4,5	4,3	4,2	4,0
	Dreicylinder- »	·	·	·	·	·	0,07	45,5	43,5	41,5	40	0,06	45	43	41	39,5	0,05	44,5	42	40,5	38,5
							4,5	4,7	4,6	4,4	4,3	4,3	4,5	4,3	4,2	4,0	3,9	4,2	4,1	3,9	3,7
$N_i = 250$	Eincylinder-Masch.	0,125	233	228	220	213	0,10	233	223	215	208	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
		5,5	5,7	5,5	5,3	5,1	5,1	5,3	5,1	4,9	4,7										
	Zweicylinder- »	0,10	233	223	215	208	0,08	228	218	210	203	0,06	225	215	205	198	0,05	223	210	203	193
		5,2	5,4	5,2	5,0	4,8	4,7	4,9	4,8	4,6	4,4	4,3	4,6	4,4	4,3	4,1	4,1	4,4	4,3	4,1	3,9
	Dreicylinder- »	·	·	·	·	·	0,06	225	215	205	198	0,05	223	210	203	193	0,04	218	208	198	193
							4,3	4,6	4,4	4,3	4,1	4,0	4,3	4,2	4,0	3,8	3,7	4,0	3,9	3,7	3,6
$N_i = 1000$	Eincylinder-Masch.	0,125	930	910	880	850	0,10	930	890	860	830	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
		5,5	5,7	5,5	5,3	5,1	5,1	5,3	5,1	4,9	4,7										
	Zweicylinder- »	0,10	930	890	860	830	0,08	910	870	840	810	0,06	900	860	820	790	0,05	890	840	810	770
		5,2	5,4	5,2	5,0	4,8	4,7	4,9	4,7	4,6	4,4	4,3	4,6	4,4	4,3	4,1	4,1	4,4	4,3	4,1	3,9
	Dreicylinder- »	·	·	·	·	·	0,06	900	860	820	790	0,05	890	840	810	770	0,04	870	830	790	760
							4,3	4,6	4,4	4,3	4,1	4,0	4,3	4,2	4,0	3,8	3,7	4,0	3,9	3,7	3,6

Unterhalb der indic. Leistung ist überall der zugehörige nutzbare Dampfverbrauch (C'_i) pro indic. Pferdestunde in kleinerer Cursivschrift angesetzt; unterhalb der Füllung $\frac{l_1}{l}$ steht der nutzbare Dampfverbrauch *ohne* Überhitzung. *t Dampftemperatur (unterhalb $\frac{l_1}{l}$ ohne Überhitzung).*

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen

ohne und mit (mäßiger und mittelhoher) Dampfüberhitzung.

		$p = 6$				$p = 8$				$p = 10$				$p = 12$			
	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim $C_i = s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim $C_i = s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim $C_i = s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung	lim $C_i = s\,C_i$
t (circa) =	.	158°	mäss. 223°	mi. h. 258°	mi. h. 258°	.	170°	mäss. 235°	mi. h. 270°	mi. h. 270°	.	179°	mäss. 244°	mi. h. 279°	mi. h. 279°	.	189°	mäss. 252°	mi. h. 267°	mi. h. 287°
$N_i = 10$ Eincylinder-Masch.	0,15	10,5	8,4	7,9	5,6	0,125	10,1	8,0	7,6	5,3	.	.	.	.	5,3	.	.	.	.
$N_i = 10$ Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 1{,}5$ m																			
$N_i = 10$ Eincylinder-Masch.	0,15	9,9	8,0	7,6	5,6	0,125	9,4	7,6	7,3	5,3	.	.	.	.	5,3	.	.	.	.
$N_i = 10$ Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$c = 2$ m																			
$N_i = 50$ Eincylinder-Masch.	0,15	9,3	7,2	6,8	5,6	0,125	8,9	6,8	6,5	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ Zweicylinder- „	0,125	8,3	7,2	6,7	5,4	0,10	7,7	6,6	6,2	4,9	0,09	6,9	6,1	5,7	4,5	0,06	6,7	5,9	5,6	4,3
$N_i = 50$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,07	6,9	6,5	6,0	4,6	0,06	6,5	6,2	5,7	4,3	0,05	6,1	5,8	5,5	4,1
$c = 2$ m																			
$N_i = 50$ Eincylinder-Masch.	0,15	8,7	7,0	6,6	5,6	0,125	8,2	6,5	6,2	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ Zweicylinder- „	0,125	7,7	6,8	6,5	5,4	0,10	7,1	6,3	5,9	4,9	0,07	6,4	5,8	5,5	4,5	0,06	6,2	5,6	5,3	4,3
$N_i = 50$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,07	6,4	6,1	5,7	4,6	0,06	6,0	5,8	5,5	4,3	0,05	5,7	5,5	5,2	4,1
$c = 8$ m																			
$N_i = 250$ Eincylinder-Masch.	0,125	8,3	6,5	6,1	5,5	0,10	7,9	6,1	5,7	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 250$ Zweicylinder- „	0,10	7,5	6,4	6,0	5,2	0,08	6,9	5,9	5,5	4,8	0,06	6,1	5,4	5,1	4,4	0,05	5,9	5,3	5,0	4,3
$N_i = 250$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,06	6,2	5,7	5,3	4,4	0,05	5,8	5,4	5,0	4,2	0,04	5,5	5,0	4,7	3,9
$c = 8$ m																			
$N_i = 250$ Eincylinder-Masch.	0,125	7,9	6,4	6,0	5,5	0,10	7,5	5,9	5,6	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 250$ Zweicylinder- „	0,10	7,2	6,3	5,9	5,2	0,08	6,6	5,7	5,4	4,8	0,06	5,9	5,3	5,0	4,4	0,05	5,7	5,1	4,9	4,3
$N_i = 250$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,5	5,2	4,4	0,05	5,6	5,2	4,9	4,2	0,04	5,2	4,9	4,6	3,9
$c = 4$ m																			
$N_i = 1000$ Eincylinder-Masch.	0,125	7,9	6,2	5,9	5,5	0,10	7,4	5,8	5,5	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 1000$ Zweicylinder- „	0,10	7,1	6,1	5,8	5,2	0,08	6,5	5,6	5,3	4,8	0,06	5,8	5,2	4,9	4,4	0,05	5,6	5,0	4,7	4,3
$N_i = 1000$ Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,4	5,1	4,4	0,05	5,5	5,1	4,8	4,2	0,04	5,1	4,7	4,5	3,9
$c = 4$ m																			

Note: lim $C_i = s\,C_i$ (nutzb. Dampfverbr.) Grenze des Gesammtdampfverbrauches C_i bei mittelhoher Überhitzung (um 80° bis 120°) mittels einfachen Überhitzers nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit fraglichem Vorteil nahezu erreichbar. t *Dampftemperatur.*

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
einerseits **ohne** Überhitzung,
andererseits bei **allen** Modalitäten der Überhitzung.

		$p = 8$						$p = 10$						$p = 12$					
			ohne Überhitzung	mit Überhitzung			extr. lim C_l		ohne Überhitzung	mit Überhitzung			extr. lim C_l		ohne Überhitzung	mit Überhitzung			extr. lim C_l
		$\frac{l_1}{l}$		mäss.	mi. h.	s. h.	hst.		$\frac{l_1}{l}$		mäss.	mi. h.	s. h.	hst.		$\frac{l_1}{l}$		mäss.	mi. h.	s. h.	hst.	
	t (circa) =		170°	235°	270°	310°	350°			170°	244°	270°	310°	350°			187°	252°	287°	327°	367°	
$N_i = 10$ $c = 1{,}5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	15,6	12,2	11,4	10,7	10,4	8,3	0,3	14,9	11,5	10,7	10,1	9,7	7,6	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	12,2	10,3	9,7	9,2	8,8	6,8	0,23	11,4	9,4	8,9	8,5	8,2	6,1	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,8	11,8	11,0	10,4	10,1	8,3	0,3	14,0	11,1	10,4	9,8	9,4	7,6	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,6	9,9	9,3	8,9	8,5	6,8	0,23	10,7	9,1	8,6	8,2	7,9	6,1	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,2	11,0	10,2	9,6	9,2	8,3	0,3	13,5	10,3	9,5	9,0	8,5	7,6	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	11,1	9,1	8,5	8,1	7,7	6,8	0,20	10,2	8,3	7,8	7,4	7,1	6,1	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,20	10,7	9,6	8,9	8,3	7,9	6,9	0,15	9,6	8,5	8,0	7,4	7,0	6,0	0,125	8,9	8,0	7,5	6,9	6,7	5,7
$N_i = 50$ $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,3	10,7	9,9	9,4	9,0	8,3	0,3	12,6	10,0	9,3	8,8	8,2	7,6	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	10,4	8,8	8,3	7,9	7,5	6,8	0,23	9,5	8,0	7,6	7,2	6,9	6,1	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,20	10,2	9,2	8,6	8,1	7,7	6,9	0,15	9,0	8,1	7,7	7,1	6,8	6,0	0,125	8,4	7,7	7,2	6,7	6,5	5,7
$N_i = 250$ $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	13,0	10,2	9,5	8,9	8,5	8,0	0,25	12,3	9,4	8,7	8,2	7,9	7,3	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,23	10,0	8,3	7,8	7,4	7,0	6,6	0,15	9,2	7,4	7,0	6,6	6,3	5,8	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,15	10,2	8,9	8,4	7,7	7,4	6,8	0,125	9,0	7,9	7,4	7,1	6,6	6,0	0,10	8,3	7,4	7,0	6,5	6,1	5,6
$N_i = 250$ $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,5	10,1	9,4	8,8	8,4	8,0	0,25	11,7	9,3	8,6	8,1	7,7	7,3	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,23	9,7	8,2	7,7	7,3	6,9	6,6	0,15	8,8	7,3	6,9	6,5	6,2	5,8	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,15	9,8	8,7	8,2	7,6	7,3	6,8	0,125	8,6	7,7	7,3	6,7	6,5	6,0	0,10	8,0	7,2	6,9	6,4	6,1	5,6
$N_i = 1000$ $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,4	9,9	9,3	8,7	8,3	8,0	0,25	11,6	9,1	8,5	8,0	7,6	7,3	.	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,20	9,6	8,1	7,6	7,2	6,8	6,6	0,15	8,8	7,2	6,8	6,4	6,1	5,8	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,15	9,7	8,6	8,1	7,5	7,2	6,8	0,125	8,6	7,6	7,1	6,6	6,4	6,0	0,10	7,9	7,1	6,7	6,3	5,9	5,6

mäss. = mäßige; mi. h. = mittelhohe; s. h. = sehr hohe; hst. = höchste Überhitzung; t *Dampftemperatur*.
Siehe auch Note rechts (betreffs extr. lim C_l).

Digitized by Google

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei allen Modalitäten der Überhitzung.

		$\frac{L}{l}$	$p = 8$						$p = 10$						$p = 12$					
			ohne	mit Überhitzung				extr. lim C_l	$\frac{L}{l}$	ohne	mit Überhitzung				$\frac{L}{l}$	ohne	mit Überhitzung				extr. lim C_l
	t (circa) =	.	170°	235°	270°	310°	350°	350°	.	170°	244°	279°	319°	350°	.	187°	252°	287°	327°	367°	367°
$N_i = 10$ $c = 1{,}5$ m	Eincylinder-Masch.	0,125	10,1	8,0	7,6	7,2	6,9	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ $c = 2$ m	Eincylinder-Masch.	0,125	9,4	7,6	7,3	6,8	6,6	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ $c = 2$ m	Eincylinder-Masch.	0,125	8,9	6,8	6,5	6,0	5,8	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	7,7	6,6	6,2	5,8	5,5	4,6	0,07	6,9	6,1	5,7	5,4	5,1	0,06	6,7	5,9	5,6	5,2	5,0	4,0
	Dreicylinder- „	0,07	6,9	6,5	6,0	5,6	5,3	4,2	0,06	6,5	6,2	5,7	5,3	5,0	0,05	6,1	5,8	5,5	5,0	4,8	3,7
$N_i = 50$ $c = 3$ m	Eincylinder-Masch.	0,125	8,2	6,5	6,2	5,8	5,6	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	7,1	6,3	5,9	5,5	5,3	4,6	0,07	6,4	5,8	5,5	5,1	4,9	0,06	6,2	5,6	5,3	5,0	4,8	4,0
	Dreicylinder- „	0,07	6,4	6,1	5,7	5,3	5,0	4,2	0,06	6,0	5,8	5,5	5,1	4,8	0,05	5,7	5,5	5,2	4,8	4,5	3,7
$N_i = 250$ $c = 3$ m	Eincylinder-Masch.	0,10	7,9	6,1	5,7	5,4	5,2	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,08	6,9	5,9	5,5	5,1	4,9	4,4	0,06	6,1	5,4	5,1	4,8	4,6	0,05	5,9	5,3	5,0	4,6	4,4	3,9
	Dreicylinder- „	0,06	6,2	5,7	5,3	4,9	4,6	4,1	0,05	5,8	5,4	5,0	4,6	4,4	0,04	5,5	5,0	4,7	4,3	4,1	3,6
$N_i = 250$ $c = 4$ m	Eincylinder-Masch.	0,10	7,5	5,9	5,6	5,3	5,1	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,08	6,6	5,7	5,4	5,0	4,8	4,4	0,06	5,9	5,3	5,0	4,7	4,5	0,05	5,7	5,1	4,9	4,5	4,3	3,9
	Dreicylinder- „	0,06	5,9	5,5	5,2	4,8	4,5	4,1	0,05	5,6	5,2	4,9	4,5	4,3	0,04	5,2	4,9	4,6	4,2	4,0	3,6
$N_i = 1000$ $c = 4$ m	Eincylinder-Masch.	0,10	7,4	5,8	5,5	5,2	5,0	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,08	6,5	5,6	5,3	4,9	4,7	4,4	0,06	5,8	5,2	4,9	4,6	4,4	0,05	5,6	5,0	4,7	4,4	4,2	3,9
	Dreicylinder- „	0,06	5,9	5,4	5,1	4,7	4,4	4,1	0,05	5,5	5,1	4,8	4,4	4,2	0,04	5,1	4,7	4,5	4,1	3,9	3,6

Extr. lim C_l (gleich dem nutzbaren Dampfverbrauche bei höchster Überhitzung) ist die äußerste Grenze des Dampf-Consums, überhaupt unerreichbar.

Digitized by Google

Digitized by Google

§ 10.

Übersicht derjenigen

Angaben für Naßdampfmaschinen,

welche zur **Berechnung der Heißdampfmaschinen** vornehmlich benötigt werden.

Die Naßdampfmaschinen sind mit Dampfhemd gemeint.

Die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Naßdampfmaschine geschieht nach dem „Hilfsbuche für Dampfmaschinen-Techniker".

Hauptformeln:

O wirksame Kolbenfläche in m²

$\mathfrak{A} = 10000$ kg pro m² atmosph. Druck (1 kg pro cm²)

c Kolbengeschwindigkeit in m; p_i indic. Spannung in Atm. 75 mkg = 1 Pfdk.

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} O c p_i = \frac{400}{3} O c p_i$$

$$\frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} O p_i$$

$$O c = \frac{3}{400} \frac{N_i}{p_i}; \quad O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}$$

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ (ohne den Leitungsverlust und den Nässegehalt des Kesseldampfes).

Digitized by Google

Indicierte Spannungen p_i (in Atm.) bei Auspuff-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen mit Coulisse.

$\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	Die diesen Maschinen eigentümliche Compression ist in den Angaben von p_i berücksichtigt.
p = 4	2,57	2,37	2,12	1,81	1,43	1,13	0,96	0,71	.	.	.	
5	3,48	3,24	2,93	2,55	2,09	1,72	1,52	1,20	0,86	.	.	
6	4,39	4,10	3,74	3,29	2,75	2,32	2,08	1,69	1,25	0,75	.	
7	5,30	4,96	4,55	4,03	3,40	2,91	2,64	2,17	1,64	1,02	0,66	
p = 8	6,20	5,82	5,35	4,77	4,06	3,50	3,19	2,66	2,04	1,28	0,84	
9	7,11	6,69	6,16	5,51	4,72	4,10	3,75	3,15	2,43	1,54	1,02	
10	8,02	7,55	6,97	6,25	5,38	4,69	4,31	3,64	2,83	1,81	1,20	
11	8,92	8,41	7,78	7,00	6,04	5,28	4,87	4,13	3,22	2,07	1,38	
12	9,83	9,28	8,58	7,74	6,70	5,88	5,42	4,62	3,62	2,34	1,56	

2. Eincylinder-Maschinen mit Expansion.

$\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	Compress. subtr. △
												m = 0,05
p = 4	2,55	2,38	2,16	1,86	1,62	1,48	1,25	0,99	0,69	.	.	0,08
5	3,47	3,27	2,98	2,61	2,31	2,14	1,85	1,53	1,15	0,94	.	0,15
6	4,40	4,15	3,81	3,37	3,00	2,70	2,45	2,06	2,61	1,36	1,09	0,22
7	5,32	5,03	4,64	4,12	3,69	3,45	3,05	2,60	2,07	1,78	1,46	0,29
p = 8	6,25	5,91	5,46	4,87	4,39	4,11	3,65	3,13	2,53	2,20	1,84	0,37
9	7,17	6,80	6,29	5,62	5,08	4,77	4,25	3,66	2,99	2,62	2,21	0,46
10	8,10	7,68	7,12	6,38	5,77	5,43	4,85	4,20	3,45	3,03	2,58	0,57
11	9,02	8,56	7,94	7,13	6,46	6,08	5,45	4,73	3,91	3,45	2,96	0,68
12	9,95	9,45	8,77	7,88	7,15	6,74	6,05	5,27	4,37	3,87	3,33	0,81

3. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen (mit Expans.).

red. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	Compress. subtr. △
									m = 0,04
p = 9	3,77	3,21	2,54	2,17	1,76	1,39	.	.	0,15
10	4,27	3,65	2,92	2,50	2,05	1,64	1,42	.	0,17
11	4,77	4,10	3,29	2,83	2,34	1,89	1,65	1,40	0,19
p = 12	5,27	4,54	3,67	3,17	2,63	2,14	1,88	1,61	0,20
13	5,75	4,97	4,03	3,49	2,90	2,38	2,10	1,81	0,22
14	6,23	5,39	4,39	3,82	3,18	2,62	2,32	2,01	0,23

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die Größen △ der letzten Spalten sind bei Compression des Vorderdampfes bis zur Einström-Spannung von den tabellarischen Angaben abzuziehen, wenn bei Eincylinder-Maschinen der schädliche Raum m = 0,05 und bei Zweicylinder-Maschinen m = 0,04 übrigens sind △ und m einander nahezu proportional.

Digitized by Google

Indicierte Spannungen p_i (in Atm.) bei Condens.-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen.

$\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	Compress. subtr. △
												$m = 0{,}035$
$p = 3$	2,26	2,04	1,86	1,75	1,58	1,38	1,16	1,03	0,90	0,72	0,59	0,15
4	3,09	2,79	2,55	2,41	2,18	1,92	1,62	1,45	1,27	1,03	0,86	0,24
5	3,91	3,54	3,24	3,07	2,78	2,45	2,08	1,87	1,65	1,35	1,13	0,33
$p = 6$	4,74	4,30	3,93	3,73	3,38	2,99	2,54	2,29	2,02	1,66	1,40	0,42
7	5,57	5,05	4,62	4,38	3,98	3,52	3,00	2,71	2,39	1,98	1,67	0,52
8	6,39	5,80	5,32	5,04	4,58	4,06	3,46	3,13	2,77	2,29	1,94	0,62
9	7,22	6,55	6,01	5,70	5,18	4,59	3,92	3,55	3,14	2,60	2,21	0,72

2. Zweicylinder-Maschinen (mit zweimaliger Expansion).

red. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Compress. subtr. △
											$m = 0{,}04$
$p = 4$	1,98	1,73	1,43	1,27	1,08	0,92	0,83	0,74	0,65	.	0,10
5	2,51	2,19	1,83	1,62	1,39	1,18	1,07	0,96	0,84	.	0,13
6	3,02	2,65	2,21	1,96	1,69	1,45	1,32	1,18	1,03	0,88	0,16
7	3,53	3,10	2,60	2,31	1,99	1,70	1,55	1,39	1,23	1,05	0,19
$p = 8$	4,04	3,56	2,98	2,65	2,28	1,96	1,79	1,61	1,42	1,21	0,21
9	4,55	4,00	3,36	2,99	2,58	2,22	2,03	1,82	1,61	1,38	0,23
10	5,05	4,45	3,74	3,33	2,88	2,48	2,26	2,03	1,79	1,54	0,26
11	5,58	4,92	4,13	3,68	3,18	2,74	2,51	2,26	1,99	1,71	0,28
12	6,10	5,38	4,53	4,04	3,49	3,01	2,75	2,48	2,19	1,89	0,31

3. Dreicylinder-Maschinen (mit dreimaliger Expansion).

red. $\frac{l_1}{l}$ =	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02	Compress. subtr. △
												$m = 0{,}04$
$p = 9$	2,85	2,46	2,12	1,93	1,74	1,52	1,31	1,19	1,07	0,94	0,81	0,11
10	3,16	2,73	2,35	2,15	1,93	1,69	1,45	1,32	1,18	1,04	0,90	0,12
11	3,48	3,01	2,59	2,37	2,13	1,87	1,60	1,45	1,30	1,15	0,99	0,13
$p = 12$	3,80	3,29	2,83	2,58	2,33	2,04	1,75	1,59	1,42	1,25	1,07	0,14
13	4,11	3,56	3,06	2,80	2,52	2,20	1,89	1,71	1,53	1,34	1,15	0,16
14	4,43	3,83	3,29	3,01	2,71	2,37	2,03	1,84	1,64	1,44	1,23	0,18

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die Größen △ der letzten Spalten sind bei Compression bis zur Einströmungs-Spannung von den tabellarischen Angaben abzuziehen, wenn bei Eincylinder-Maschinen $m = 0{,}035$, bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen jedoch $m = 0{,}04$; übrigens sind △ und m einander nahezu proportional.

Digitized by Google

Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' (pro indic. Pfdstde. in kg) bei Auspuff-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen mit Coulisse.

$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
$p = 4$	17,9	16,7	15,6	**14,7**	**14,0**	13,7	13,7	13,7	.	.
5	16,4	15,3	14,2	13,3	**12,4**	11,9	11,6	11,3	10,8	.
6	15,5	14,4	13,4	12,4	11,5	**10,9**	10,6	10,2	9,8	9,4
7	14,9	13,9	12,8	11,9	10,9	**10,3**	**10,0**	9,6	9,2	8,9
$p = 8$	14,5	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	**9,6**	9,2	8,9	8,5
9	14,2	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	**9,4**	**8,9**	8,6	8,3
10	13,9	12,9	11,9	11,0	10,0	9,4	9,1	**8,7**	8,4	8,1
11	13,7	12,7	11,7	10,8	9,9	9,3	9,0	**8,6**	**8,3**	8,0
12	13,6	12,5	11,6	10,7	9,9	9,2	8,9	8,6	**8,2**	7,9

2. Eincylinder-Maschinen mit Expansion.

$\frac{l_1}{l} =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p = 4$	15,8	14,6	13,5	12,6	**12,1**	12,0	11,9	12,2	13,3	.	.
5	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	**10,4**	10,2	10,1	10,2	10,7	.
6	13,7	12,5	11,4	10,5	9,9	9,6	**9,3**	9,0	9,0	9,1	9,4
7	13,1	12,0	10,9	10,0	9,4	9,1	8,7	**8,4**	8,2	8,2	8,4
$p = 8$	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	**8,0**	7,7	7,7	7,7
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	7,7	**7,4**	7,3	7,3
10	12,2	11,1	10,1	9,1	8,5	8,3	7,9	7,5	**7,1**	7,0	7,0
11	12,0	10,9	9,9	8,9	8,4	8,1	7,7	7,3	**6,9**	6,8	6,7
12	11,8	10,7	9,7	8,8	8,2	7,9	7,5	7,1	**6,8**	**6,6**	6,5

3. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen (mit Expansion).

red. $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p = 9$	8,0	7,6	**7,4**	7,3	7,4	7,7	.	.
10	7,7	7,2	**6,9**	**6,8**	6,8	6,9	7,1	.
11	7,5	7,1	**6,7**	**6,6**	6,5	6,6	6,7	6,9
$p = 12$	7,4	7,0	6,6	**6,4**	6,3	6,3	6,4	6,5
13	7,3	6,8	6,4	**6,2**	**6,1**	6,1	6,2	6,2
14	7,2	6,7	6,3	6,1	**5,9**	5,9	5,9	6,0

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die fettgedruckten Beträge von C_i' gehören den beiläufig günstigsten Füllungen an.

Digitized by Google

Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' (pro indic. Pfdstde. in kg) bei Condens.-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen.

$\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 3$	10,3	9,3	8,7	8,4	**7,9**	**7,5**	7,0	6,9	6,7	6,6	6,6
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	**7,2**	**6,7**	6,5	6,3	6,1	6,1
5	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	**6,5**	**6,3**	6,1	5,9	5,8
$p = 6$	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	**6,2**	5,9	5,7	5,6
7	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	**6,0**	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,1	**5,9**	**5,7**	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	**5,7**	5,4	5,3

Bei exacten Maschinen kann C_i' um 0.6 kg kleiner ausfallen.

2. Zweicylinder-Maschinen.

red. $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$	7,2	6,7	6,1	**5,8**	5,6	5,5	5,5	5,5	.	.
5	7,0	6,4	5,9	5,5	**5,3**	5,2	5,1	5,1	5,0	.
6	6,9	6,3	5,8	5,4	**5,2**	**5,0**	4,9	4,9	4,8	4,8
7	6,8	6,2	5,6	5,3	5,0	**4,8**	**4,7**	4,6	4,6	4,5
$p = 8$	6,8	6,2	5,6	5,3	4,9	4,7	**4,6**	4,5	4,4	4,4
9	6,7	6,1	5,5	5,2	4,9	4,6	**4,5**	**4,4**	4,3	4,2
10	6,7	6,1	5,5	5,1	4,8	4,5	**4,4**	**4,3**	4,2	4,1
11	.	6,0	5,4	5,1	4,8	4,5	4,3	**4,2**	4,2	4,1
12	.	.	5,4	5,0	4,7	4,5	4,3	**4,2**	**4,1**	4,0

3. Dreicylinder-Maschinen.

red. $\frac{l_1}{l} =$	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
$p = 9$	4,9	4,6	4,4	**4,3**	**4,1**	3,9	3,8	3,7	3,6	3,4
10	.	4,5	4,4	4,2	**4,0**	3,8	3,7	3,6	3,5	3,3
11	.	4,5	4,3	4,2	**4,0**	**3,8**	3,7	3,6	3,5	3,3
$p = 12$	.	4,5	4,3	4,1	4,0	**3,7**	3,7	3,5	3,4	3,3
13	.	4,4	4,3	4,1	3,9	**3,7**	**3,6**	3,5	3,4	3,3
14	.	4,4	4,2	4,1	3,9	**3,7**	**3,6**	3,5	3,4	3,3

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die fettgedruckten Beträge von C_i' gehören den beiläufig günstigsten Füllungen an.

Digitized by Google

Abkühlungs-Verlust C_i'' der Naßdampfmaschinen
pro indic. Pfdk. u. Stde. in kg.

(Die Naßdampfmasch. sind mit Dampfhemd gemeint.)

Abkühlungs-Verlust C_i'' der **Auspuff**-Maschinen (für das Hubverhältnis $l : D = 2 : 1$).

Kolbengeschwindigkeit c =	0,4	0,6	0,8	1 m	1,2	1,4	1,6	1,8	2 m	2,3	2,6	3 m	3,5	4,0	4,5	5,0	6 m
Eincylinder-Masch. mit Coulisse $C_i'' =$	9,5	7,7	6,7	6,0	5,5	5,1	4,7	4,5	4,2	4,0	3,7	3,5	3,2	3,0	2,8	2,7	2,45
„ „ „ Expans. $C_i'' =$	7,9	6,5	5,6	5,0	4,6	4,2	4,0	3,7	3,5	3,3	3,1	2,9	2,7	2,5	2,4	2,2	2,0
Zweicylinder-Masch. . . . . $C_i'' =$	6,3	5,2	4,5	4,0	3,7	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6

Abkühlungs-Verlust C_i'' der **Condens.**-Maschinen (für das Hubverhältnis $l : D = 2 : 1$).

Kolbengeschwindigkeit c =	0,4	0,6	0,8	1 m	1,2	1,4	1,6	1,8	2 m	2,3	2,6	3 m	3,5	4,0	4,5	5,0	6 m
Eincylinder-Masch. . . . . $C_i'' =$	7,9	6,5	5,6	5,0	4,6	4,2	4,0	3,7	3,5	3,3	3,1	2,9	2,7	2,5	2,4	2,2	2,0
Zweicylinder-Masch. . . . . $C_i'' =$	6,3	5,2	4,5	4,0	3,7	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6
Dreicylinder-Masch. . . . . $C_i'' =$	4,7	3,9	3,4	3,0	2,7	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2

Corrections-Coëfficienten für den Abkühlungs-Verlust
für verschiedene Hubverhältnisse $l : D$ des Admission-Cylinders
(bei Mehrcylinder-Maschinen den Hochdruck-Cylinder betreffend).

Wenn $l : D =$	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Coëffic. =	0,73	0,77	0,82	0,87	0,91	0,96	1	1,08	1,15	1,22	1,29	1,35	1,41

Ausführlicheres über den Abkühlungs-Verlust (und über alles andere) ist in des Verfassers „Hilfsbuch für Dampfmasch.-Techniker" zu finden. Da bei den Heißdampfmaschinen dieser Verlust nur zum Teile in Rechnung kommt, so ist hier das Angeführte genügend.

Digitized by Google

Dampflässigkeits-Verlust (C_i'') (in den Dampfcylindern) pro indic. Pfdk. u. Stde. in kg. bei **exacten Heißdampfmaschinen** (mit Auspuff und mit Condens.)

N_i Pfdk. ind.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.							
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
5	4,46	3,80	3,42	3,03	2,66	2,29	2,03	1,85
6	4,24	3,60	3,22	2,87	2,52	2,16	1,92	1,74
7	4,01	3,40	3,03	2,71	2,37	2,04	1,81	1,64
8	3,78	3,20	2,84	2,54	2,23	1,91	1,69	1,54
9	3,55	3,00	2,65	2,38	2,09	1,79	1,58	1,43
10	3,23	2,81	2,46	2,22	1,95	1,67	1,47	1,33
12	3,16	2,67	2,34	2,11	1,85	1,58	1,39	1,26
14	3,01	2,53	2,22	2,00	1,75	1,49	1,32	1,19
16	2,85	2,40	2,10	1,88	1,65	1,40	1,24	1,12
18	2,69	2,26	1,98	1,77	1,55	1,32	1,17	1,04
20	2,53	2,12	1,85	1,66	1,46	1,23	1,09	0,98
22	2,46	2,06	1,80	1,61	1,41	1,19	1,05	0,94
24	2,39	2,00	1,75	1,56	1,37	1,16	1,02	0,91
26	2,32	1,94	1,69	1,51	1,33	1,12	0,98	0,88
28	2,25	1,88	1,64	1,46	1,28	1,08	0,95	0,85
30	2,18	1,82	1,58	1,41	1,24	1,04	0,92	0,82
35	2,10	1,75	1,52	1,35	1,18	0,99	0,87	0,78
40	2,01	1,67	1,45	1,29	1,13	0,95	0,83	0,74
45	1,92	1,59	1,38	1,22	1,07	0,90	0,79	0,70
50	1,83	1,52	1,31	1,16	1,01	0,85	0,74	0,67

N_i Pfdk. ind.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.								
	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
50	1,31	1,16	1,01	0,85	0,74	0,67	0,61	0,56	0,49
60	1,26	1,11	0,97	0,81	0,71	0,64	0,58	0,54	0,46
70	1,20	1,06	0,92	0,77	0,67	0,60	0,55	0,51	0,44
80	1,15	1,01	0,88	0,73	0,64	0,57	0,52	0,48	0,42
90	1,09	0,96	0,83	0,69	0,60	0,54	0,49	0,46	0,39
100	1,04	0,92	0,79	0,65	0,57	0,50	0,47	0,43	0,37
120	1,00	0,88	0,76	0,63	0,55	0,48	0,45	0,41	0,35
140	0,97	0,85	0,73	0,61	0,52	0,46	0,43	0,39	0,34
160	0,94	0,82	0,71	0,58	0,50	0,44	0,41	0,37	0,32
180	0,90	0,79	0,68	0,56	0,47	0,42	0,39	0,36	0,31
200	0,87	0,76	0,65	0,53	0,46	0,41	0,37	0,34	0,29
250	0,84	0,73	0,63	0,51	0,44	0,39	0,35	0,32	0,28
300	0,81	0,70	0,60	0,49	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27
350	0,77	0,68	0,58	0,47	0,40	0,36	0,32	0,30	0,25
400	0,74	0,65	0,55	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,24
450	0,71	0,62	0,53	0,42	0,36	0,33	0,29	0,27	0,22
500	0,68	0,59	0,50	0,40	0,34	0,31	0,27	0,26	0,21
600	0,66	0,58	0,49	0,39	0,33	0,30	0,26	0,25	0,20
700	0,64	0,56	0,47	0,37	0,31	0,28	0,25	0,24	0,20
800	0,62	0,54	0,45	0,36	0,30	0,27	0,24	0,23	0,19
900	0,60	0,52	0,44	0,35	0,29	0,26	0,23	0,22	0,18
1000	0,59	0,50	0,42	0,34	0,28	0,25	0,23	0,20	0,17
2000	0,53	0,45	0,38	0,29	0,24	0,21	0,19	0,17	0,14
4000	0,48	0,41	0,34	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,12

Die tabellarischen Angaben gelten zunächst für Eincylinder-Maschinen. Für die Zweicylinder-Maschinen darf (C_i'') um 20 bis 25 % und für die Dreicylinder-Maschinen um 30 bis 40 % kleiner angenommen werden, als für die Eincylinder-Maschinen.

Für minder vollkommene (aber gute) Heißdampfmaschinen kann (C_i''') ebenso groß wie C_i''' bei „gewöhnlichen" Naßdampfmaschinen, d. h. um $^1/_3$ größer als hier angenommen werden.

Für gute Zweicylinder-Maschinen als Naßdampfmaschinen können die tabellarischen Angaben ungeändert in Rechnung gebracht werden.

Digitized by Google

§ 11.

Beispiel über die Ausmittlung einer Heißdampfmaschine für den (annähernd) allerkleinsten Dampfverbrauch beim currenten Betriebe.

Eine Dreicylinder-Condens.-Maschine soll bei

$p = 14$ Atm. absol. Admiss.-Spannung,
$l_1/l = 0{,}01$ (reduc.) Füllung und
$c = 5$ m Kolbengeschwindigkeit

als Heißdampfmaschine mit sehr hoher Überhitzung $\Delta t = 160°$ C eine indic. Leistung

$$(N_i) = 4000 \text{ Pfdk.}$$

entwickeln; das Hubverhältnis des Hochdruckcylinders sei $l' : D' = 3$.

In unserer „Practischen Anleitung" § 8 entspricht dieser Fall der letzten Spalte für B (S. 47, sehr hohe Überhitzung), wobei die Heißdampftemperatur

$$t = t_0 + \Delta t = 350° \text{ (abgerundet).}$$

Dortselbst finden wir:

$$y = 0{,}79; \quad \frac{1}{y} = 1{,}26; \quad z = 1{,}01.$$

Die indic. Leistung der gleich großen Naßdampfmaschine wäre

$$N_i = \frac{1}{y} \ (N_i) = 1{,}26 \cdot 4000 = 5000 \text{ Pfdk.}$$

Für diese Leistung bei $p = 14$ Atm. $l_1/l = 0{,}01$ und $c = 5$ m wäre die Naßdampfmaschine den Dimensionen nach mit Benützung des „Hilfsbuches" auszumitteln.

Wir berechnen hier bloß den Dampfverbrauch.

Nach den Hilfsangaben § 10 ist diesfalls (ohne Überhitzung)

der nutzb. Dampfverbr. (S. 63) $C_i' = 3{,}7$ kg,
„ Abkühlungs-Verlust (S. 64) $C_i'' = 1{,}3$ kg (provis.),
(hiezu für $l : D = 3$ Coëffic. $= 1{,}15$, daher $C_i'' = 1{,}15 \cdot 1{,}3 = 1{,}5$ kg)
gemäß S. 65 der Dampfläss.-Verlust $(C_i''') = 0{,}12$.

(Vorübergehend wäre der Dampfverbrauch der Naßdampfmaschine — ohne den Leitungsverlust und den Nässegehalt des Dampfes $C_i = 3{,}7 + 1{,}5 + 0{,}12 = 5{,}3$ kg pro indic. Pfdstde.).

Für die Heißdampfmaschine nach S. 49

$$C_i) = z\, C_i' + 0{,}15\ C_i'' + (C_i''') = 1{,}01 \cdot 3{,}7 + 0{,}15 \cdot 1{,}5 + 0{,}12 = 4{,}03 \text{ kg.}$$

Diese $(C_i) = 4{,}1$ kg Dampf, und (annähernd) zugleich **Speisewassermenge** pro indic. Pfdstde, erscheinen auch bereits in der (etwas knapper gehaltenen)

Digitized by Google

Zusammenstellung S. 57 bei der Dreicylinder-Maschine für $p = 12$ Atm.; und wir dürfen somit bei $p = 14$ Atm. die abgerundete Größe

$$(C_i) = 4 \text{ kg}$$

Dampf oder Speisewassermenge als die **kleinste** hinstellen, welche verläßlich bei **Dauerbetrieb** unter den günstigsten Verhältnissen mit einem **einzigen,** aber sehr ausgiebigen Überhitzer erreichbar ist, gleichgiltig, ob dieser Überhitzer **indirect** oder aber **direct** geheizt wird.

Im Falle eines (etwa unvermeidlichen) **directen** Überhitzers könnten wir mit Vorteil an die Anwendung eines zweiten Überhitzers vor dem Niederdruckcylinder — beide Überhitzer in **einem** Ofen beisammen — denken und hiemit bei der Hauptüberhitzung $\Delta t = 160°$ mit einer gewissen Annäherung dieselben Resultate erzielen, welche sich bei unserer (vorhanden gedachten) „höchsten" Überhitzung Δt nahe an 200° durch die Rechnung ergeben.

In unserer „Practischen Anleitung" haben wir diesfalls die letzte Spalte von C („höchste" Überhitzung) S. 48 ins Auge zu fassen.

Dortselbst finden wir (unter $\Delta t = 196°$ und $t = 385°$, beides ideell):

$$y = 0{,}75_8; \quad \frac{1}{y} = 1{,}32 \text{ und } z = 0{,}97$$

hieraus wäre $N_i = 5300$ Pfdk. und sodann (mit $C_i' = 3{,}7$ kg, $C_i'' = 1{,}5$ kg und $(C_i''') = 0{,}12$ kg, wie vorher):

$$(C_i) = z\, C_i' + 0{,}09\, C_i'' + (C_i''') = 3{,}6 + 0{,}1 + 0{,}1 = 3{,}8 \text{ kg}$$

(gegen 4,1 oder 4 kg bei der einfachen „sehr hohen" Überhitzung).

Dies wäre für Dauerbetrieb der kleinste Dampfverbrauch bei doppelter Überhitzung, — aber auch bei eventueller einmaliger Überhitzung um beinahe 200° bis zu einer Heißdampftemperatur nahe an 400°!

Als **überhaupt unerreichbar** stellt sich hiebei für Dauerbetrieb $(C_i) = 3{,}6$ kg heraus (nämlich $z\, C_i'$).

Ob dies Alles auch wahr ist, wird die Zukunft lehren! Sie wird aber auch lehren, ob es der Mühe wert ist, zur Herabsetzung des Dampfverbrauchs von 4,0 kg auf 3,8 alles mögliche zu unternehmen, und ob es sich nicht überhaupt empfiehlt, bei der Dampfüberhitzung ein Maß zu halten!

Um die procentuale Ersparnis durch die Dampfüberhitzung in dem angezogenen Falle wenigstens oberflächlich zu ermitteln, nehmen wir an, daß zu dem Dampfverbrauch an nassem Dampfe $C_i = 5{,}8$ kg ein Leitungs-Verlust (einschließlich des Nässegehaltes des Kesseldampfes) von 7 oder 8 % d. i. 0,4 kg hinzukomme, so daß die Speisewassermenge bei Naßdampf 5,7 kg betragen würde. Bei überhitztem Dampfe nehmen wir (wegen des bloßen Lässigkeits-Verlustes der Dampfleitung) zu den obigen 4,1 oder 4,0 kg einen Zuschlag von 2 % inbetracht, wonach die Speisewassermenge bei überhitztem Dampfe etwa 4,15 kg möglicherweise betragen könnte. Das Verhältnis

Digitized by Google

$4{,}15 : 5{,}7 = 0{,}73$ ergibt hiemit für die („sehr hohe") Überhitzung eine Ersparnis von 27 % an Speisewasser, welche bei sehr großen Maschinen als das zu erreichende Maximum zu erachten sein dürfte. (Bei kleineren Maschinen ist eine so bedeutende Ersparnis verhältnismäßig leichter zu erreichen.)

Für ähnliche (beiläufige) Calculationen in minder extremen Fällen bieten die vorangehenden Vergleichungs-Tabellen des Dampf-Consums (§ 9) vielfältige Gelegenheit.

Digitized by Google

§ 12.

Über die annähernde Bestimmung der Brennstoff-Ersparnis und des Kohlenverbrauches bei der Dampfüberhitzung.

Trotz der Unsicherheit, die bei dieser Bestimmung wegen Mangels der notwendigen Anhaltspuncte bisher obwaltet, habe ich es dennoch versucht, eine mindestens beiläufig angenäherte Regel hierfür herauszufinden, welche indessen schließlich als sehr gut brauchbar sich herausstellte.

Den Ausgangspunkt bildet hiebei das Verhältnis der Speisewassermenge **bei** Überhitzung zu jener **ohne** Überhitzung.

Bezeichnet ΔC den (bedeutenden) Dampfleitungs-Verlust einschließlich des Nässegehaltes des Kesseldampfes **ohne** Überhitzung und ebenso (ΔC) den (unbedeutenden) Leitungs-Verlust (bloß die Dampflässigkeit betreffend) **mit** Überhitzung, so ist das Verhältnis der Speisewassermenge

$$\psi = \frac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C}$$

Bei entsprechender Schätzung des (von der Länge der Dampfleitung und von deren Umhüllung abhängenden) ansehnlichen Leitungsverlustes ΔC ergibt sich ψ mit hinlänglicher Annäherung.

Die zweite hier inbetracht zu ziehende Größe ist das Verhältnis des Wärmewertes λ' des überhitzten Dampfes zu jenem λ des gesättigten Dampfes.

Es ist nach Regnault

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_0$$
$$\text{und } \lambda' = \lambda + 0{,}48\ (t - t_0) \ldots\ldots \text{(vor der Hand)}$$

(Hiebei nach wie vor t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 jene des Sattdampfes von gleicher Spannung.)

Der Coëfficient 0,48 in der zweiten Formel, welcher die Wärme-Capacität des Heißdampfes bedeutet, wurde in neuerer Zeit (zuerst von C. Bach, dann auch von Anderen) als zu klein befunden, weshalb ich denselben in Übereinstimmung mit C. Bach auf 0,60 erhöhe, so daß (corrigiert)

$$\lambda' = \lambda + 0{,}60\ (t - t_0)$$

Für die jetzt üblichen hohen Dampfspannungen (zwischen 10 und 14 Atm. durchschnittlich 12 Atm.) und bei hohen Überhitzungen ($t - t_0 = 100$ bis 140°, im Mittel 120° C) ergibt sich durchschnittlich und hinreichend angenähert

$$\lambda = 663 \text{ und } \lambda' = \lambda + 72 = 735$$
$$\text{d. h. } \frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$$

Mit diesem hinreichend annähernden Werte des Wärmewert-Verhältnisses $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$ hätten wir das obige Verhältnis ψ der Speisewassermenge zu

Digitized by Google

multiplicieren, um den Reductions-Coëfficienten für den Brennstoffverbrauch bei überhitztem Dampfe (bezogen auf jenen bei gesättigtem Dampfe) zu erhalten, **wenn bei der Dampf-Erzeugung und Überhitzung die gesamte Wärmemenge, welche der Brennstoff bietet, nutzbar verwendet würde,** oder wenn doch die unvermeidlichen, sehr bedeutenden Wärmeverluste (namentlich die in die Esse abziehende Wärmemenge etc.) der betreffenden Heizungen auf die Dampferzeugung und Überhitzung gleichförmig (proportional) verteilt wären.

Dieses erstere und letztere ist aber wie bereits vorher betont wurde, bei weitem nicht der Fall, indem ein **indirecter** (durch die Kesselfeuerung mitgeheizter) Überhitzer an den erwähnten Wärmeverlusten nur wenig participiert, während ein **directer** (besonders geheizter) Überhitzer durch die gesammten Wärmeverluste einer Sonderfeuerung belastet ist!

Dies hat zurfolge, daß der obige Durchschnittswert $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$ für die indirecte Überhitzung ansehnlich verkleinert, für die directe Überhitzung aber bedeutend vergrößert werden muß, um zu den möglichst richtigen Werten des Reductions-Coëfficienten des Brennstoffverbrauches zu gelangen.

Bei der beabsichtigten Correction des Wertes 1,11 von $\frac{\lambda'}{\lambda}$ (bezw. Adjustierung desselben mit Rücksicht auf die Wärmeverluste) versagt uns die Theorie wohl jeglichen Dienst, und sind wir auf die Beobachtungen bei wirklichen Ausführungen angewiesen. So viel ich aus bisherigen Publicationen entnahm, kann man vor der Hand (bis zur seinerzeitigen Ermittlung vielleicht genauerer Werte) anstatt $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$ setzen:

für einzelne **indirecte** Überhitzer 1,05
„ „ **directe** „ 1,17

Diese beiden Größen wären als die (mit Rücksicht auf die Wärmeverluste) reducierten Werte des Wärme-Verhältnisses $\lambda' : \lambda$ zu bezeichnen.

Demnach wäre der Reductions-Coëfficient χ des Brennstoff-Verbrauches bei Heißdampf im Vergleiche mit Naßdampf:

$$\left.\begin{array}{l} \text{für einen } \textbf{indirecten} \text{ Überhitzer } \chi = 1{,}05\ \psi \\ \text{„ „ } \textbf{directen} \text{ „ } \chi = 1{,}17\ \psi \\ \text{hiebei gemäß obigem } \psi = \dfrac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \text{I.}$$

Wenngleich die beiden Coëfficienten 1,05 für indirecte und 1,17 für directe Überhitzung nur aus wenigen Ergebnissen der Anwendung geschöpft sind, und möglicherweise eine Correction in der Zukunft erfahren könnten,*) wollen wir es doch wagen, aus denselben einen Schluß auch auf die doppelte Überhitzung (durch zwei Überhitzer) zu ziehen, umsomehr, da der etwaige in 1,05 und 1,17 steckende Fehler durch die nachfolgende Combination eher verkleinert als vergrößert werden dürfte.

*) Daß diese eventuelle Correction nicht sehr erheblich sich gestalten dürfte, wird aus den nachfolgenden Resultaten beiläufig zu beurteilen sein.

Digitized by Google

Die „doppelte" Überhitzung erfolgt entweder

a) durch einen indirecten Haupt-Überhitzer (in der Kesselheitzung) und einen directen Hilfs-Uberhitzer (vor dem Expansions-Cylinder) — nach der bisherigen Ausführung, oder aber

b) durch einen directen Hauptüberhitzer und einen zugleich mit demselben (durch die zweite Flamme desselben Ofens) geheizten Hilfs-Überhitzer — nach dem Vorschlage des Verfassers.

In jedem dieser beiden Fälle ist einer der Überhitzer indirect, der andere direct geheizt, nur mit dem Unterschiede, daß in dem Falle a) der Hauptüberhitzer die günstigere (indirecte) Heizung erfährt, in dem Falle b) jedoch der Hilfsüberhitzer günstiger geheizt ist. Wenn wir von diesem Unterschiede absehen würden, so hätten wir für die doppelte Überhitzung überhaupt den Mittelwert der obigen Coëfficienten 1,05 und 1,17, also 1,11 in Rechnung zu bringen; um aber dem betonten Unterschiede Rechnung zu tragen, so nehmen wir in dem (günstigeren) Falle a) den Coëfficienten 1,10, und in dem etwas ungünstigeren Falle b) den Coëfficienten 1,12 anstatt des Mittelwertes 1,11 in Rechnung.*)

Demnach wäre der Reductions-Coëfficient χ des Brennstoffverbrauches bei **doppelter Überhitzung** im Vergleiche mit Naßdampf (ohne Überhitzung), und zwar:

$$\left.\begin{array}{l} \text{a) wenn der Hauptüberhitzer } \textbf{indirect} \text{ und der Hilfsüberhitzer direct geheizt wird} \ldots\ldots \chi = 1{,}10\,\psi \\ \text{b) wenn der Hauptüberhitzer } \textbf{direct} \text{ und der Hilfsüberhitzer in demselben Ofen (indirect) mitgeheizt wird} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \chi = 1{,}12\,\psi \\ \qquad\qquad \text{hiebei wie vorher } \psi = \dfrac{(C_i)+(\Delta C)}{C_i+\Delta C} \end{array}\right\} \text{II.}$$

Nach den hiemit entwickelten Regeln I und II ergeben sich die Reductions-Coëfficienten χ des Brennstoff-Verbrauches für das Mittel zwischen unserer „mittelhohen" und „sehr hohen" Überhitzung, und können für diese beiden Überhitzungsstufen mit Annäherung als anwendbar angenommen werden. Hingegen erheischen diese Coëfficienten χ für die „mäßige" und „höchste" Überhitzung eine gewisse Correction; denn für diese beiden Überhitzungsstufen gestaltet sich die Größe des Wärmewert-Verhältnisses $\frac{\lambda'}{\lambda}$ von der obigen 1,11 merklich verschieden.

Für Spannungen $p = 10$ bis 14 Atm. gilt der obige Wert

$$\lambda = 663 \text{ Cal.}$$

*) Die Nacheinanderfolge der betreffenden Coëfficienten

$$\underbrace{1_{05}}_{\text{indirect}} \quad \underbrace{1_{10} \quad 1_{12}}_{\text{indirect u. direct}} \quad \underbrace{1_{17}}_{\text{direct}}$$

Differenz 0_{05} Differenz 0_{05}

kann als durchaus befriedigend bezeichnet werden.

Digitized by Google

Hiemit ergibt sich für unsere vier Überhitzungsstufen die folgende Zusammenstellung:

Überhitzung	*mäßig*	*mittelhoch*	*sehr hoch*	*höchst*
d. h. im Mittel $t - t_0 =$	*60°*	*100°*	*140°*	*180°*
$0{,}6\ (t - t_0) =$	*36*	*60*	*84*	*108*
$\lambda' = \lambda + 0{,}6\ (t - t_0) =$	*699*	*723*	*747*	*771*
$\frac{\lambda'}{\lambda} =$	*1,055*	*1,09*	*1,13*	*1,16*
Verhältnis $\varphi = \frac{\lambda'}{\lambda} : 1{,}11 =$	**0,95**	**0,98**	**1,02**	**1,04**

Wir erblicken in diesem Verhältnisse φ den fraglichen Corrections-Coëfficienten von χ für die verschiedenen Überhitzungsstufen.

Hienach wäre eine kleine Correction des Brennstoff-Verbrauches (um 2 Procent — oder +) auch für unsere „mittelhohe" und „sehr hohe" Überhitzung am Platze, welche allerdings vernachlässigt, aber auch ausgeführt werden kann; für die „mäßige" Überhitzung beträgt diese Correction 5 % nach abwärts (subtractiv), für die „höchste" Überhitzung aber 4 % nach aufwärts (additiv).

Diese Correction ist an dem Rechnungs-Resultate (den Brennstoff-Verbrauch betreffend) schließlich leicht auszuführen; der Verfasser vermeint jedoch (in dem Bestreben, nicht allzu knapp zu rechnen), dieselbe nur bei der „sehr hohen" und „höchsten" Überhitzung (mit einer Zugabe von 2 % und 4 %) berücksichtigen zu sollen, während von einer Verminderung der Brennstoff-verbrauch-Ziffern (um 2 % bei der „mittelhohen" und um 5 % bei der „mäßigen" Überhitzung) wohlweislich vorsichtigerweise Umgang zu nehmen wäre.

Wenn die vorangehende Ermittlung des Brennstoff-Verbrauches für Spannungen p = 10 bis 14 Atm. Geltung hat, so könnte man schließlich noch fragen, ob für kleinere Spannungen, etwa p = 6 bis 10 Atm. eine weitere Correction dieser Ermittlung notwendig wäre?

Mit der Spannung p (und der zugehörigen Sattdampf-Temperatur t_0) ändert sich im Vorhergehenden bloß die Größe

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\ t_0.$$

Für p = 10 bis 14, im Mittel p = 12 Atm. mit zugehörigem $t_0 = 187°$ ergab sich λ = 663 Cal.; für p = 6 bis 10, im Mittel p = 8 Atm. mit zugehörigem $t_0 = 170°$ ergibt sich λ = 658 Cal.

Die Größen 663 und 658 sind um weniger als ein Procent von einander verschieden, woraus hervorgeht, daß die fragliche „weitere Correction" füglich ausbleiben kann, und daß die vorangehende Ermittlung des Brennstoff-Verbrauches mit vollkommen hinreichender Annäherung, auch für kleinere Spannungen bis 6 Atm. (ja noch weniger) practisch anwendbar ist.

Bei alledem vernachlässigen wir eine Correction, welche viel zu compliciert, und für unsern Zweck der „beiläufigen" Berechnung wenig ausgiebig wäre; dieselbe betrifft den Umstand, daß die obige Annahme der specifischen Wärme überhitzter Wasserdämpfe mit 0,6 Cal. (nach C. von Bach) nur ein wohl brauchbarer Mittelwert einer Größe ist, welche mit der Dampfspannung etwas wächst, hingegen aber bei gewisser Spannung etwas abnimmt, wenn die Überhitzung zunimmt.

Digitized by Google

Wir wollen nun die hiemit entwickelten Regeln I und II zur Bestimmung des Verhältnisses ψ der Speisewassermenge und des Verhältnisses χ des Brennstoffverbrauches — beide bezogen auf den Naßdampfbetrieb — auf die im vorhergehenden Beispiele behandelte Dreicylinder-Condens.-Maschine von 4000 Pfdk. bei 14 Atm. Spannung, 0,04 Füllung und 5 m Kolbengeschw. anwenden, und hiebei die sehr hohe Überhitzung um $\Delta t = 160°$ (auf eine Heißdampf-Temperatur $t = 350°$) inbetracht behalten. Bei der diesfälligen Bestimmung des Brennstoffverbrauches pro indic. Pfdstde wollen wir vorzügliche Steinkohle (Schwarzkohle) mit 7facher Verdampfung inbetracht ziehen. Der hiemit behandelte Fall wird die **äußersten** (günstigsten) bei Dauerbetrieb mit überhitztem Dampf **erreichbaren** Betriebserfolge mit der gewünschten Annäherung darzustellen haben.

Wir bestimmten diesfalls:

für Naßdampfbetrieb

$$C_i = 5{,}3 \text{ kg}$$

und für Heißdampfbetrieb (mit $\Delta t = 160°$)

$$C_i' = 4{,}1 \text{ kg}^*)$$

Mit einem 7,5 % Zuschlage für den Leitungs- (als Condens.-) Verlust ergab sich für Naßdampf die Speisewassermenge

$$C_i + \Delta C = 5{,}7 \text{ kg pro Pfdstde.}$$

Bei 7facher Verdampfung gibt dies für Naßdampf einen Steinkohlenverbrauch (abgerundet)

$$K = 0{,}8 \text{ kg pro Pfdstde.}$$

Mit einem 2 % Leitungsverlust folgt für Heißdampf die Speisewassermenge

$$(C_i') + (\Delta C) = 4{,}2 \text{ kg pro Pfdstde.}$$

Hieraus folgt das Verhältnis der Speisewassermenge

$$\psi = \frac{(C_i') + (\Delta C)}{C_i + \Delta C} = 0{,}74.$$

In Gemäßheit obiger Regel I ergäbe sich der Reductions-Coëfficient des Brennstoffverbrauches für einen **indirecten** Überhitzer

$$\chi = 1{,}05\ \psi = 0{,}78$$

und für einen **directen** Überhitzer

$$\chi = 1{,}17\ \psi = 0{,}86_5.$$

Sonach würde durch die einfache (sehr hohe) **indirecte** Überhitzung 22 % und durch die einfache (ebenso hohe) **directe** Überhitzung bloß 13,5 % an Brennstoff erspart werden.

---

*) Dem knapperen Werte $(C_i') = 4{,}0$ kg könnten wir für Naßdampf (ebenfalls knapper), $C_i = 5{,}1$ kg entgegenstellen; wir wollen jedoch (für Dauerbetrieb) bei dem obigen bleiben.

Digitized by Google

Der Kohlenverbrauch wäre

bei der indirecten Überhitzung $K = 0{,}78 \,.\, 0{,}8 = \mathbf{0{,}62}$ kg pro indic. Pfdstde.
„ „ directen „ $K = 0{,}86_5 \,.\, 0{,}8 = \mathbf{0{,}69}$ „ „ „ „

Wenn wir durch die doppelte (sehr hohe) Überhitzung (mit zwei Überhitzern) beiläufig denselben Erfolg zu erzielen hoffen, wie mit einem einzigen (eingebildeten) Überhitzer bei der „höchsten" Überhitzung (Δt nahe an 200°), so ergab sich hierfür in dem obigen Beispiele der (minimale) Dampfverbrauch

$$(C_i) = 3{,}8 \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

Mit einem 2 % Leitungsverlust wäre die Speisewassermenge bei **sehr hoher doppelter** Überhitzung

$$(C_i) + (\Delta C) = 3{,}9 \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

Verglichen mit Naßdampfbetrieb ergäbe sich zunächst

$$\psi = \frac{(C_i)+(\Delta C)}{C_i + \Delta C} = \frac{3{,}9}{5{,}7} = 0{,}685$$

dies wäre eine (im höchsten Falle etwa mögliche) Ersparnis von 31,5 % an Speisewasser!

Inbetreff des Brennstoffverbrauches ergäbe sich bei doppelter sehr hoher Überhitzung nach unserer Regel II:

a) wenn der Hauptüberhitzer **indirect** und der Hilfsüberhitzer direct geheizt würde:

$$\chi = 1{,}10\ \psi = 0{,}75$$

(gegen 0,78 bei einem einfachen indirecten Überhitzer nicht erheblich kleiner);

b) wenn der Hauptüberhitzer **direct** und der Hilfsüberhitzer in demselben Ofen mitgeheizt würde:

$$\chi = 1{,}12\ \psi = 0{,}77$$

(gegen 0,865 bei einem einfachen directen Überhitzer eine sehr ansehnliche Ersparnis an Brennstoff*).

*) Hieraus geht hervor, daß es in Fällen, welche die **directe** (an sich sehr ungünstige) Überhitzung aus irgend welcher Rücksicht erheischen, in hohem Grade sich empfiehlt, mit dem directen Überhitzer einen Hilfsüberhitzer (nach dem Vorschlage des Verfassers) in demselben Ofen in Verbindung zu bringen; man wird in dieser Weise trotz der sonstigen Ungunst eines directen Überhitzers annähernd denselben Brennstoffverbrauch erzielen, wie mit einem einfachen indirecten Überhitzer für welchen sich oben $\chi = 0{,}78$ ergab.

Digitized by Google

Hiemit wäre der Kohlenverbrauch bei der doppelten Überhitzung:

ad a) $K = 0{,}75 \,.\, 0{,}8 = 0{,}60$ kg pro indic. Pfdstde.
ad b) $K = 0{,}77 \,.\, 0{,}8 = 0{,}63$ „ „ „ „

Wäre man schließlich in der Lage die „höchste" Überhitzung (Δt nahe an 200°) mit einem einzigen indirecten Überhitzer zustande zu bringen, so wäre gemäß obiger Regel I zunächst

$$\chi = 1{,}05 \;\psi = 1{,}05 \,.\, 0{,}685 = 0{,}72,$$

sonach der **bedingungsweise erreichbare** allerkleinste Kohlenverbrauch

$$K = 0{,}72 \,.\, 0{,}8 = 0{,}58 \text{ kg pro indic. Pfdstde.*)}$$

(vielleicht durch W. Schmidt's Maschine mit Füllungs-Überhitzung erreichbar.)

Die Resultate der vorangehenden Berechnung, sowie auch jene des Beispiels § 11, eine Dreicylinder-Condens.-Maschine von **5000** Pfdk. (für Sattdampf) bei $p = 14$ Atm. betreffend, sind in der nachfolgenden Tabelle übersichtlich zusammengestellt, und hiebei nebst der hier inbetracht gezogenen „sehr hohen" Überhitzung auch die übrigen Modalitäten der Überhitzung berücksichtigt.

Dieser Tabelle ist zum Vergleiche eine zweite Tabelle gegenübergestellt, welche in gleicher Weise den Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst der Leistung einer Zweicylinder-Condens.-Maschine von **250** Pfdk. (für Sattdampf) bei $p = 10$ Atm. etc. bei allen Modalitäten der Überhitzung – nach den hier entwickelten Regeln berechnet — enthält.

Diese beiden Tabellen sind mit den beigegebenen „Bemerkungen" ebenso leicht verständlich als wohl übersichtlich.

Nebst allem Übrigen ersieht man aus diesen Tabellen, daß die Dampfüberhitzung im allgemeinen bei kleineren Maschinen zu einer größeren procentuellen Dampf- und Brennstoff-Ersparnis (gegenüber dem Sattdampf- bezw. Naßdampf-Betriebe) führt, als bei den großen Maschinen, daß jedoch immerhin der Dampf- und Brennstoff-Verbrauch pro Pferdestunde im ganzen — nach wie vor — bei den großen Heißdampfmaschinen kleiner ausfällt, als bei den kleinen Maschinen.

Die Ursache dieser relativen Vorteilhaftigkeit aufseite der kleinen Maschinen liegt in dem Abkühlungs-Verluste, welcher (wegen der kleineren Kolbengeschwindigkeit etc.) bei kleinen Maschinen mit Naßdampf sehr bedeutend ist, mit Heißdampf jedoch großenteils oder auch größtenteils vermieden wird.

*) *Mit der schließlichen 4%igen Correction nach S. 72 ergibt sich als Minimum* $K = 1{,}04 \,.\, 0{,}58 = 0{,}60$ *kg während sich für die doppelte Überhitzung mit der 2%igen Correction:*

ad a) $K = 1{,}02 \,.\, 0{,}60 = 0{,}61$ *kg*
ad b) $K = 1{,}02 \,.\, 0{,}63 = 0{,}64$ *kg*

ergeben würde.

Digitized by Google

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Dreicylinder-Condens.-Maschine** von **5000** Pfdk. für Sattdampf bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 5000$ Pfdk.; $p = 14$ Atm. $l_1/l = 0{,}01$; $c = 5\ m$; $t_0 = 194°$ C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speise-wasser- Coëfficient ψ	Brenn-stoff- Coëfficient γ	Kohlen-verbr. K kg	Speise-wasser Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brenn-stoff Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitz. (Sattdampf)	0	194°	5000	5,3	5,7	1	1	0,80	.	.
Mäßig, indirect . . .	80°	274°	4350	4,7	4,8	0,84	0,88	0,70	16 %	12 %
„ direct	80°	274°	4350	4,7	4,8	0,84	0,98	0,78	16 %	2 %
Mittelhoch, indirect	120°	314°	4150	4,4	4,5	0,79	0,83	0,66	21 %	17 %
„ direct	120°	314°	4150	4,4	4,5	0,79	0,92	0,74	21 %	8 %
Mittelhoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	120°	314°	4000	4,1	4,2	0,74	0,81	0,65	26 %	19 %
1. direct, 2. indirect	120°	314°	4000	4,1	4,2	0,74	0,83	0,66	26 %	17 % H.
Sehr hoch, indirect	160°	354°	4000	4,1	4,2	0,74	0,78	0,62	26 %	22 %
							0,79	*0,63*		*21 %*
„ „ direct .	160°	354°	4000	4,1	4,2	0,74	0,86	0,69	26 %	14 %
							0,88	*0,70*		*12 %*
Sehr hoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	160°	354°	3775	3,8	3,9	0,69	0,75	0,60	31 %	25 %
							0,76	*0,61*		*24 %*
1. direct, 2. indirect	160°	354°	3775	3,8	3,9	0,69	0,77	0,62	31 %	23 % H.
							0,78	*0,63*		22 %
Höchste, indirect . .	196°	390°	3775	3,8	3,9	0,69	0,72	0,58	31 %	28 %
							0,75	*0,60*		25 %
„ direct . . .	196°	390°	3775	3,8	3,9	0,69	0,81	0,65	31 %	19 %
							0,84	*0,67*		*16 %*

Bemerkung. Bei der „**doppelten**" Überhitzung bedeutet:

„1. **indirect,** 2. **direct**": der Hauptüberhitzer (1.) wird durch die Kesselfeuerung mitgeheizt, der Hilfsüberhitzer (2.) wird in besonderem Ofen (direct) geheizt; diese Anordnung ist ökonomisch nicht zu empfehlen, der directe (2.) Überhitzer ist vielmehr wegzulassen.

„1. **direct,** 2. **indirect**": der Hauptüberhitzer (1.) wird (wegen etwaiger zu großer Entfernung zwischen Kessel und Maschine od. dgl.) in besonderem Ofen direct geheizt; der Hilfsüberhitzer (2.) wird in demselben Ofen (durch die zweite Flamme) mitgeheizt; diese Anordnung wird von dem Verfasser empfohlen, wenn die einfache indirecte Überhitzung aus welchem Grunde immer nicht angeht.

Die rechtsseitige „Bemerkung" ist auch hier giltig.

Digitized by Google

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Condens.-Maschine** von **250** Pfdk. für Sattdampf bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 10$ Atm. $l_1/l = 0{,}06$; $c = 3\ m$; $t_0 = 179°$ C.

Art der Überhitzung.	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speisewasser-Coëfficient ψ	Brennstoff-Coëfficient χ	Kohlenverb. K kg	Speisewasser-Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brennstoff-Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitz. (Sattdampf)	0°	179°	250	6,6	7,1	1	1	1,0	.	.
Mäßig, indirect . . .	72°	251°	225	5,5	5,6	0,79	0,83	0,83	21 %	17 %
„ direct	72°	251°	225	5,5	5,6	0,79	0,92	0,92	21 %	8 %
Mittelhoch, indirect	112°	291°	215	5,2	5,3	0,75	0,79	0,79	25 %	21 %
„ direct .	112°	291°	215	5,2	5,3	0,75	0,88	0,88	25 %	12 %
Mittelhoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	112°	291°	205	4,8	4,9	0,69	0,76	0,76	31 %	24 %
1. direct, 2. indirect	112°	291°	205	4,8	4,9	0,69	0,77	0,77	31 %	23 % H.
Sehr hoch, indirect	152°	331°	205	4,8	4,9	0,69	0,72	0,72	31 %	28 %
							0,73	*0,73*		27 %
„ „ direct .	152°	331°	205	4,8	4,9	0,69	0,81	0,81	31 %	19 %
							0,83	*0,83*		17 %
Sehr hoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	152°	331°	198	4,6	4,7	0,66	0,73	0,73	34 %	27 %
							0,74	*0,74*		26 %
1. direct, 2. indirect	152°	331°	198	4,6	4,7	0,66	0,74	0,74	34 %	26 % H.
							0,75	*0,75*		25 %
Höchste, indirect . .	188°	367°	198	4,6	4,7	0,66	0,69	0,69	34 %	31 %
							0,72	*0,72*		28 %
„ direct . . .	188°	367°	198	4,6	4,7	0,66	0,77	0,77	34 %	23 %
							0,80	*0,80*		20 %

Bemerkung. Die kleingedruckten Zeilen betreffen Einrichtungen, welche für die Anwendung **nicht** zu empfehlen sind; dies sind alle Fälle, in denen ein directer (besonders geheizter) Überhitzer einzeln vorkommt.

Der directe Überhitzer ist nur in Combination mit einem Hilfsüberhitzer in demselben Ofen als betriebsökonomisch zu empfehlen und leistet sodann beiläufig dasselbe, was ein einfacher indirecter Überhitzer leisten würde, wenn er vorteilhaft ausführbar wäre, d. h. wenn die Maschine nahe den Kesseln läge.

Die nach S. 72 (um 2 % und 4 %) corrigierten Brennstoffverbrauchs-Ziffern sind in Cursivschrift (unterhalb) eingesetzt.

Die linksseitige „Bemerkung“ ist auch hier giltig.

Digitized by Google

Zur vollständigen Erledigung der die Anwendung des überhitzten Dampfes betreffenden Fragen folgen hier noch zwei Tabellenpaare über die **Auspuffmaschinen** bei den höchsten üblichen Spannungen von 12 bis 14 Atm. und bei einer Leistung von 250 Pfdk.

Das erste Tabellenpaar behandelt eine einfache Auspuffmaschine bei diesbezüglicher höchster Spannung von 12 Atm. und zwar einmal mit der normalen Coulissen-Steuerung, .das anderemal mit einer normalen Expansions-Steuerung. Hier kommt zum Vorschein, daß die Dampfüberhitzung auch bei Auspuff zu einer sehr ansehnlichen Dampf- und Brennstoff-Ersparnis, und zwar in beiden Fällen zu einer nahe gleich großen procentuellen Er-

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Eincylinder-Auspuff-Maschine** mit **Coulisse** von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf mit $p =$ 12 Atm. bei den zulässigen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 12$ Atm.; $l_1/l = 0{,}20$; $c = 3$ m; $t_0 = 187°$ C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Coëfficient Speisewasser- ψ	Coëfficient Brennstoff- χ	Kohlenverbr. K kg	Ersparnis (gegen Sattdampf) Speisewasser-	Ersparnis (gegen Sattdampf) Brennstoff-
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	187°	250	12,1	13,0	1	1	1,86	.	.
Mäßig, indirect . .	57°	244°	235	9,4	9,6	0,735	0,77	1,44	27 %	23 %
„ direct . . .	57°	244°	235	9,4	9,6	0,735	0,86	1,60	27 %	14 %
Mittelhoch, indirect	90°	277°	230	8,9	9,0	0,70	0,73	1,36	30 %	27 %
„ direct .	90°	277°	230	8,9	9,0	0,70	0,81	1,51	30 %	19 %
Sehr hoch, indirect	130°	317°	222	8,3	8,455	0,65	0,68	1,27	35 %	32 %
							0,69	*1,29*		*31 %*
„ direct .	130°	317°	222	8,3	8,45	0,65	0,76	1,41	35 %	24 %
							0,78	*1,44*		*22 %*

„Bemerkung" S. 77 gilt auch hier. Wegen Unzulässigkeit eines doppelten Überhitzers kann jedoch hier ein einfacher directer Überhitzer, unter Umständen als ein „Mittel in der Not" erscheinen, welcher eine Brennstoff-Ersparnis von 14 bis 24 Procent (im Vergleiche mit Sattdampf, je nach dem Überhitzungsgrade) einträgt.

Digitized by Google

sparnis (verglichen mit Satt- oder Naßdampf) führt; der Dampf- und Brennstoff-Verbrauch als solcher bleibt somit nach wie vor bei der Coulisse um ein Gewisses größer als bei der eigentlichen Expansion.

Das zweite Tabellenpaar behandelt einmal eine Zweicylinder-Auspuffmaschine bei $p = 12$ Atm, das anderemal eine solche bei $p = 14$ Atm. und gestattet somit (im Verein mit dem ersten Tabellenpaare)

erstlich einen Vergleich zwischen der Eincylinder- und Zweicylinder-Maschine bei gleicher Spannung (12 Atm.);

zweitens einen Vergleich zwischen zwei Zweicylinder-Maschinen bei verschiedener Spannung (12 und 14 Atm.).

[Fortsetzung siehe S. 82.]

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung N_i einer Eincylinder-Auspuff-Maschine mit Expans. von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf mit $p =$ 12 Atm. bei den zulässigen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 12$ Atm.; $l_1/l = 0{,}15$; $c = 3$ m; $t_0 = 187°$ C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speisewasser- Coëfficient ψ	Brennstoff- Coëfficient χ	Kohlenverbr. K kg	Speisewasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brennstoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	187°	250	10,1	10 8$_5$	1	1	1,55	.	.
Mäßig, indirect . .	64°	251°	233	7,9	8,1	0,74	0,78	1,21	26 %	22 %
„ direct . . .	64°	251°	233	7,9	8,1	0,74	0,87	1,35	26 %	13 %
Mittelhoch, indirect	100°	287°	225	7,5	7,6	0,70	0,74	1,14	30 %	26 %
„ direct .	100°	287°	225	7,5	7,6	0,70	0,82	1,27	30 %	18 %
Sehr hoch, indirect	140°	327°	218	7,0	7,1	0,66	0,69 *0,70*	1,07 *1,09*	34 %	31 % *30 %*
„ direct .	140°	327°	218	7,0	7,1	0,66	0,77 *0,79*	1,19 *1,22*	34 %	23 % *21 %*

Die linksseitige „Bemerkung" ist auch hier giltig.

Digitized by Google

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Auspuff-Maschine** (mit **Expans.**) von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf bei $p =$ **12** Atm. $c = 3$ m bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$l_1/l = 0{,}125$; $t_0 = 187°$.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speisewasser- Coëfficient ψ	Brennstoff- Coëfficient χ	Kohlenverbr. K kg	Speisewasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brennstoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitzung (Sattdampf) . . .	0	187°	250	9,0	9,7	1	1	1,38	.	.
Mäßig, indirect . .	72°	259°	228	7,7	7,9	0,81	0,85	1,18	19 %	15 %
„ direct . . .	72°	259°	228	7,7	7,9	0,81	0,95	1,31	19 %	5 %
Mittelhoch, indirect	110°	297°	220	7,2	7,4	0,76	0,80	1,10	24 %	20 %
„ direct .	110°	297°	220	7,2	7,4	0,76	0,89	1,23	24 %	11 %
Mittelhoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	110°	297°	213	6,7	6,8	0,70	0,77	1,07	30 %	23 %
1. direct, 2. indirect	110°	297°	213	6,7	6,8	0,70	0,79	1,09	30 %	21 %
Sehr hoch, indirect	150°	337°	213	6,7	6,8	0,70	0,74	1,02	30 %	26 %
							0,76	*1,04*		*24 %*
„ direct .	150°	337°	213	6,7	6,8	0,70	0,82	1,13	30 %	18 %
							0,84	*1,15*		*16 %*
Sehr hoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	150°	337°	205	6,4	6,5	0,67	0,74	1,02	33 %	26 %
							0,76	*1,04*		*24 %*
1. direct, 2. indirect	150°	337°	205	6,4	6,5	0,67	0,75	1,04	33 %	25 %
							0,77	*1,06*		*23 %*
Höchste, indirect. .	184°	371°	205	6,4	6,5	0,67	0,71	0,98	33 %	29 %
							0,74	*1,02*		*26 %*
„ direct . .	184°	371°	205	6,4	6,5	0,67	0,79	1,09	33 %	21 %
							0,82	*1,13*		*18 %*

„Bemerkung“ S. 76 gilt auch hier.

Digitized by Google

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Auspuff-Maschine** (mit **Expans.**) von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf bei $p =$ 14 Atm. $c = 3$ m bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$l_1/l = 0{,}10$; $t_0 = 194°$.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speisewasser- Coëfficient ψ	Brennstoff- Coëfficient χ	Kohlenverbr. K kg	Speisewasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brennstoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	194°	250	8,5	9,1	1	1	1,30	.	.
Mäßig, indirect . .	80°	274°	225	7,2	7,4	0,81	0,85	1,10	19 %	15 %
„ direct . . .	80°	274°	225	7,2	7,4	0,81	0,94	1,23	19 %	6 %
Mittelhoch, indirect	120°	314°	215	6,8	7,0	0,76	0,80	1,04	24 %	20 %
„ direct .	120°	314°	215	6,8	7,0	0,76	0,89	1,16	24 %	11 %
Mittelhoch, **doppelt:**										
1. indirect, 2. direct	120°	314°	208	6,3	6,4	0,70	0,77	1,01	30 %	23 %
1. direct, 2. indirect	120°	314°	208	6,3	6,4	0,70	0,79	1,02	30 %	21 %
Sehr hoch, indirect	160°	354°	208	6,3	6,4	0,70	0,74	0,96	30 %	26 %
							0,76	*0,98*		*24 %*
„ direct .	160°	354°	208	6,3	6,4	0,70	0,82	1,07	30 %	18 %
							0,84	*1,09*		*16 %*
Sehr hoch, **doppelt:**										
1. direct, 2. indirect	160°	354°	200	6,0	6,1	0,67	0,74	0,96	33 %	26 %
							0,76	*0,98*		*24 %*
1. direct, 2. indirect	160°	354°	200	6,0	6,1	0,67	0,75	0,97	33 %	25 %
							0,77	*0,99*		*23 %*
Höchste, indirect .	192°	386°	200	6,0	6,1	0,67	0,70	0,91	33 %	30 %
							0,73	*0,95*		*27 %*
„ direct . .	192°	386°	200	6,0	6,1	0,67	0,78	1,02	33 %	22 %
							0,81	*1,05*		*19 %*

„Bemerkung" S. 77 ist auch hier giltig.

Digitized by Google

Beide Vergleiche führen zu einem nur sehr mäßigen Vorteile des Zweicylinder-Systems (gegenüber dem Eincylinder-System) bei den Auspuffmaschinen. Unter 10 Atm. bei Sattdampf und unter 12 Atm. bei Heißdampf bleibt aber dieser Vorteil (wie wir bereits früher ersehen haben) ganz aus. Vielleicht liegt das Feld einer namhaften Vorteilhaftigkeit des Zweicylinder-Systems bei Auspuff erst im Bereiche der Spannungen von 14 bis 16 Atm.? Vielleicht wird diesem System durch unsere Berechnungs-Regeln unbewußt denn doch ein kleines Unrecht zugefügt?

Nur eingehende (bisher fehlende) Untersuchungen der wirklichen Anwendung dürften dazu berufen sein, zu entscheiden, ob das erste oder das andere der beiden Fragezeichen mit Bejahung am Platze ist.

Digitized by Google

Anhang.

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck.

Digitized by Google

Digitized by Google

Begleitworte zu den nachfolgenden Tabellen über die Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck.

Die Zweicylinder-Condens.-Maschinen — präciser „Condens.-Maschinen mit zweimaliger oder zweistufiger Expansion" — sind heutzutage als Heißdampfmaschinen die vorwiegend angewendeten; für den Großbetrieb ist das Zwillings-Tandem-System das beliebteste; im übrigen herrscht das einfache Compound-System (mit zwei rechtwinkelig gestellten Kurbeln).

In meinem „Hilfsbuche für Dampfmaschinen-Techniker" sind diese Maschinen für eine absol. Admissions-Spannung von höchstens 9 Atmosphären specificiert und tabellarisch behandelt, weil zur Zeit der Ausarbeitung der betreffenden Tabellen und Specificationen (um 1880) höhere Spannungen bei Condens.-Maschinen nicht oder doch nur ausnahmsweise im Gebrauche waren.

Die sodann zur Anwendung gekommenen Spannungen von mehr als 9 Atmosph. wurden aber ursprünglich mit Vorliebe für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen ausgebeutet.

Erst später kam man in der Praxis zu dem richtigen Erkenntnisse, daß die Zweicylinder-Condens.-Maschinen auch noch für höhere Spannungen als 9 Atm. der Anwendung wert und den Dreicylinder-Maschinen in den meisten Fällen vorzuziehen sind.

Da nun in meinem „Hilfsbuche" als „Maschinen mit hohem Dampfdruck" (bis zu 14 Atm. Spannung) aus der erwähnten Rücksicht bloß die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und die Dreicylinder-Condens.-Maschinen behandelt erscheinen, so besteht in diesem Buche bereits seit geraumer Zeit eine fühlbare Lücke, welche nicht früher ausgefüllt werden kann, als bis die 3. Auflage dieses Buches abgesetzt und eine 4. Auflage erschienen sein wird, was wahrscheinlich erst im Jahre 1905 zu gewärtigen ist.

Nach mehrfach aus Fachkreisen an mich gelangten Aufforderungen, über die Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck baldigst zu publicieren, fand ich mich veranlaßt, die gegenwärtige Abhandlung hierüber bereits im Jahre 1902 auszuarbeiten, um dieselbe der 4. Auflage des Hilfsbuches" einzuverleiben, welche nach seinerzeitiger Mitteilung des Herrn Verlegers wahrscheinlich mit Schluß 1903 erscheinen sollte. Da nun dieses Erscheinen um mehr als ein Jahr verschoben ist, kann ich diese Publication den Fachkreisen nicht länger vorenthalten, und schließe dieselbe aus anfänglich berührter Rücksicht meiner Abhandlung über Heißdampfmaschinen hier an.

Meine gegenwärtige Abhandlung über Zweicylinder-Maschinen mit hohem Dampfdruck befaßt sich mit Admiss.-Spannungen $p = 9$, 10, 11 und 12 Atm., wobei zugleich der rechnungsmäßige Nachweis erbracht wird, daß für Span-

Digitized by Google

nungen von 12 und mehr Atm. dieses Maschinen-System ökonomisch nicht mehr am Platze ist und dem Dreicylinder-System zu weichen hätte.

Die hier folgenden, für die angegebenen vier Spannungen ausgearbeiteten vier Tabellen sind im wesentlichen ähnlich eingerichtet, wie die Tabellen meines Hilfsbuches über die Dreicylinder-Condens.-Maschinen; nur eine Erweiterung der Breite nach erschien angemessen, wodurch die Erstreckung jeder Tabelle auf zwei Seiten (pag.) des Buches notwendig wurde. Die indicierten Leistungen $\frac{N_i}{c}$ (pro 1 m Kolbengeschw.) sind durchaus für 6 (reducierte) Füllungen ($l_1/l = 0{,}10$ bis $0{,}01$) angegeben; daran reihen sich naturgemäß die subtractive Compress.-Leistung $\frac{N_c}{c}$ und die Leergang-Leistung $\frac{N_0}{c}$ nebst dem Coëffic. μ und $\frac{1}{1+\mu}$ der zusätzl. Reibung; neu angeschlossen ist die Netto-Leistung $\frac{N_n}{c}$ bei der beiläufig günstigsten Füllung ($0{,}06$ für $p = 9$ und 10 Atm., dann $0{,}05$ für $p = 11$ und 12 Atm.) sowohl ohne als auch mit „vollkommener" Compression.

Für andere Füllungen ermittelt man die Netto-Leistung mittels

$$\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_0}{c}\right) \text{ ohne vollkomm. Compression}$$

und $$\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_c}{c} - \frac{N_0}{c}\right) \text{ mit vollkomm. Compression}$$

(hiebei ist $N_i - N_c$ die eigentliche indic. Leistung mit Compress.).

Die „vollkommene" Compression setzt einen schädl. Raum nicht viel über 2,5 Procent voraus; darüber hinaus ist die Compression bis zur Gegendampfspannung bei Condens. überhaupt nicht gut erzielbar und kann die Compress.-Leistung als dem schädl. Raume nahe proportional angenommen werden. In der letzten Spalte ist der Total-Dampfverbrauch C_i bei einer mäßigen (unterhalb eingeklammerten) Kolbengeschw. pro indic. Pferd und Stunde in Kgr. angesetzt. Bei ganz exacter Ausführung und Instandhaltung kann dieser Dampfverbrauch C_i um ein Weniges noch herabgemindert werden (höchstens etwa um 0,4 Kgr.).

Für andere Füllungen und Kolbengeschwindigkeiten ermittelt man $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ mittels der Ansätze auf jeder Seite (pag.) links unten in der bekannten, bezw. ersichtlich gemachten Weise. Äußerliche Heizung des Receivers und des Hochdruck-Cylinders wird vorausgesetzt.

Beispiel:

Eine mit der im 5. Beispiel S. 27 (Hilfsbuch I, Text) behandelten Dreicyl.-Condens.-Masch. äquivalente Zweicyl.-Condens.-Masch. ist (zum Vergleiche) für die gleichen Verhältnisse auszumitteln.

Gegeben: $O = 0{,}600$ m²; $D = 0{,}887$ m; $p = 11$ Atm. $l_1/l = 0{,}05$; $c = 3{,}3$ m.

Nach der folgenden Tab. S. 94 ist

$$\frac{N_i}{c} = 160{,}8\,; \quad \frac{N_0}{c} = 20{,}8\,; \quad \frac{1}{1+\mu} = 0{,}937\,;$$

Digitized by Google

somit ist (mit unvollkomm. Compression) die Netto-Leistung

$$\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_0}{c}\right) = 0{,}987 \,.\, 140 = 131 \text{ Pfdk pro m.}$$

Mit $c = 3{,}3$ m ergibt sich:

$$N_i = 160{,}8 \,.\, 3{,}3 = 530 \text{ Pfdk.}; \quad N_n = 131 \,.\, 3{,}3 = 433 \text{ Pfdk.}$$

Mit Compress. hat man

$$\frac{N_c}{c} = 18{,}4\,, \quad \text{also } N_c = 60{,}7\,,$$

somit

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_c - N_0) = 0{,}987\ (530 - 61 - 68) = 0{,}987 \,.\, 401 = 376 \text{ Pfdk.}$$

Für den Dampfconsum ist zunächst (nach Tab. S. 94). . . $C_i' = 4{,}2$ kg und $x\, C_i'' = 4{,}0$; hiebei (nach S. 89) $\frac{1}{x} = 0{,}46$, und (wenn diesfalls $l : D = 1$) Corr.-Coëff. 0,82; somit . . . . . $C_i'' = 4{,}0 \,.\, 0{,}46 \,.\, 0{,}82 = 1{,}5$ „ zu $N_i = 530$, mit Compr. $530 - 61 = 470$, im Mittel 500 nach S. 65 $C_i''' = 0{,}8$ „

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6{,}0 \text{ kg}$$

gegen $C_i = 5{,}8$ kg auf Seite der Dreicylinder-Maschine.

Das Volumen des Hochdruck-Cyl. wäre für das Compound-System 0,31 bis 0,26 V zu nehmen etc.

Vergleich des Dampfconsums C_i (kg pro ind. Pfdk. u. Stde.) der Zweicyl.-Condens.-Masch. mit jenem der Dreicyl.-Cond.-Masch.

(bei der jeweilig günstigsten Füllung und $l : D = 2$).

Abs. Adm.-Sp. $p=$		9	10	11	12	9	10	11	12
O m²	D m	C_i der Zweicyl.-Cond.-Masch.				C_i der Dreicyl.-Cond.-Masch.			
0,10	36,2	8,0	7,8	7,5	7,3	7,8	7,3	7,2	6,7
0,20	51,2	7,4	7,2	7,0	6,7	7,3	6,8	6,7	6,2
0,40	72,4	7,1	6,8	6,6	6,5	6,9	6,5	6,4	5,9
0,80	102,4	6,7	6,5	6,4	6,25	6,6	6,2	6,1	5,7
1,0	115	6,65	6,5	6,25	6,1	6,5	6,1	6,0	5,6
2,0	162	6,4	6,3	6,1	6,0	6,3	5,9	5,9	5,5
4,0	229	6,35	6,2	6,0	5,9	6,2	5,8	5,8	5,4
7,0	303	6,3	6,1	5,9	5,8	6,1	5,8	5,7	5,3

Nach dieser Zusammenstellung verbraucht die Zweicyl.-Masch. bei $p = 9$ Atm. abs. Adm.-Spannung durchschnittlich nur um 2 bis $2^1/_2$ Procent mehr Dampf, als die Dreicyl.-Masch. Es ist demnach bei $p = 9$ die einfachere Zweicyl.-Masch. entschieden vorzuziehen.

Bei $p = 10$ und 11 Atm. beträgt der Mehrverbrauch an Dampf auf Seite der Zweicyl.-Masch. durchschnittlich 5 Procent. Es wird also auch da noch

Digitized by Google

(im Falle nicht andere Rücksichten dafür sprechen) die complicierte und teuerere Dreicyl.-Masch. mit Vorteil zu vermeiden und das einfachere Zweicyl.-System zu wählen sein.

Bei $p = 12$ Atm. verbraucht aber die Zweicyl.-Masch. durchschnittlich um 9 Procent mehr Dampf als die Dreicyl.-Masch. Dieser Mehrverbrauch, bezw. die betreffende Dampfersparnis auf Seite der Dreicyl.-Masch. ist vollends hinreichend, die Anwendung des Dreicyl.-Systems (namentlich als Tandem-Compound) schon bei 12 Atm. Spannung als vorteilhafter (im Vergleiche mit der Zweicyl.-Masch.) erscheinen zu lassen.

Bei mehr als 12 Atm. abs. Admiss.-Spannung wird die Dampfersparnis auf Seite der Dreicyl.-Masch. 10 Procent und mehr betragen, daher die Zweicyl.-Masch. billigerweise entschieden zu vermeiden sein.

Diese Rücksichten rechtfertigen den Verfasser, daß er die Spannung $p = 12$ Atm. (zum Überflusse) für die Zweicyl.-Cond.-Masch. noch inbetracht gezogen, die noch größeren Spannungen hingegen (als der Dreicyl.-Cond.-Masch. vorteilhaft entsprechend) hier außeracht gelassen hat.

Im Falle jedoch bei einer großen Kesselanlage für mehr als 12 Atm. Spannung neben Dreicyl.-Masch. auch eine (kleinere und einfachere) Zweicyl.-Masch. vorkommen sollte oder überhaupt herzustellen wäre, wird man dieselbe immerhin für 12 Atm. (bei etwas reichlich bemessener Füllung) rechnen und sodann mit der vorhandenen höheren Spannung (und etwas kleineren Füllung) betreiben können.

Digitized by Google

TABELLEN

über die

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck.

Werte von $\frac{1}{x}$

zur Bestimmung des Abkühl.-Verlustes C_i'' aus der Kolbengeschw. c und aus den tabellarischen Ansätzen von xC_i'' (durch Multiplikation dieser Ansätze mit $\frac{1}{x}$).

$c =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0 m
$\frac{1}{x} =$	1,18	1,08	1,00	0,93	0,88	0,83	0,79	0,76	0,73	0,71	0,68	0,66	0,64	0,62	0,61	0,59

$c =$	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0 m
$\frac{1}{x} =$	0,59	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37

Corrections-Coëffic. für C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l : D$ (des Admissions-Cylinders).

Wenn $l:D =$	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Coëffic. =	0,73	0,77	0,82	0,87	0,91	0,96	1	1,08	1,15	1,22	1,29	1,35	1,41

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Absol. Admiss.-Spannung $p = 9$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_0}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$	bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}06$		C_i
Indic. Spann. $p_i =$		2,58	2,22	2,03	1,82	1,61	1,38				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)								(μ)	ohne vollk. Compr.	mit	(c)
0,080	32,4	27,6	23,8	21,8	19,5	17,3	14,9	2,1	3,9	0,902	14,1	12,2	8,2
084	33,2	29,0	24,9	22,8	20,5	18,1	15,6	2,2	4,0	(0,108)	14,9	12,9	(1,7)
088	34,0	30,4	26,1	23,9	21,5	19,0	16,4	2,3	4,2		15,6	13,6	
092	34,7	31,7	27,3	25,0	22,5	19,9	17,1	2,4	4,3		16,4	14,2	
096	35,5	33,1	28,5	26,1	23,4	20,7	17,8	2,5	4,5		17,2	14,9	
0,100	36,2	34,5	29,7	27,2	24,4	21,6	18,6	2,6	4,6	0,906	17,9	15,6	8,0
105	37,1	36,2	31,2	28,6	25,6	22,7	19,5	2,7	4,8	(0,104)	18,9	16,4	(1,8)
110	38,0	37,9	32,7	29 9	26,8	23,8	20,5	2,9	4,9		19,9	17,3	
115	38,8	39,7	34,1	31,3	28,1	24,8	21,4	3,0	5,1		20,8	18,1	
120	39,7	41,4	35,6	32,6	29,3	25,9	22,3	3,1	5,3		21,8	19,0	
0,125	40,5	43,1	37,1	34,0	30,5	27,0	23,2	3,2	5,4	0,909	22,8	19,8	7,9
130	41,8	44,8	38,6	35,4	31,7	28,1	24,2	3,4	5,6	(0,100)	23 7	20,7	(1,9)
135	42,1	46,5	40,1	36,7	32,9	29,2	25,1	3,5	5,8		24,7	21,5	
140	42,8	48,3	41,6	38,1	34,2	30,2	26,0	3,6	6,0		25,7	22,4	
145	43,6	50,0	43,1	39,4	35,4	31,3	27,0	3,8	6,1		26,7	23,2	
0,150	44,4	51,7	44,5	40,8	36,6	32,4	27,9	3,9	6,3	0,913	27,7	24,1	7,7
160	45,8	55,2	47,5	43,5	39,0	34,6	29,8	4,2	6,6	(0,096)	29,8	26,0	(2,0)
170	47,2	58,6	50,5	46,2	41,5	36,7	31,6	4,4	6,9		31,9	27,9	
180	48,6	62,1	53,5	49,0	43,9	38,9	33,5	4,7	7,3		34,1	29,7	
190	49,9	65,5	56,4	51,7	46,4	41,0	35,3	4,9	7,6		36,2	31,6	
0,200	51,2	69,0	59,4	54,4	48,8	43,2	37,2	5,2	7,9	0,918	38,4	33,5	7,4
210	52,5	72,4	62,4	57,1	51,2	45,4	39,1	5,5	8,2	(0,090)	40,3	35,2	(2,2)
220	53,7	75,9	65,3	59,8	53,7	47,5	40,9	5,7	8,5		42,2	36,9	
230	54,9	79,3	68,3	62,6	56,1	49,7	42,8	6,0	8,8		44,2	38,6	
240	56,1	82,8	71,3	65,3	58,6	51,8	44,6	6,2	9,1		46,1	40,3	
0,250	57,8	86,2	74,2	68,0	61,0	54,0	46,5	6,5	9,4	0,921	48,0	41,9	7,3
260	58,4	89,7	77,2	70,7	63,4	56,2	48,4	6,8	9,7	(0,085)	49,9	43,6	(2,3)
270	59,6	93,1	80,2	73,4	65,9	58,3	50,2	7,0	10,0		51,9	45,3	
280	60,6	96,6	83,2	76,2	68 3	60,5	52,1	7,3	10,3		53,8	47,0	
290	61,7	100,0	86,1	78,9	70,8	62,6	53,9	7,5	10,6		55,7	48,7	
0,30	62,7	103 5	89,1	81,6	73,2	64,8	55,8	7,8	10,9	0,925	57,6	50,4	7,2
32	64,8	110,4	95,0	87,0	78,1	69,1	59,5	8,3	11,5	(0,082)	61,7	54,0	(2,4)
34	66,8	117,3	101,0	92,5	83,0	73,4	63,2	8.8	12,0		65,8	57,6	
36	68,7	124,2	105,9	97,9	87,8	77,8	67,0	9,4	12,6		69,9	61,2	
38	70,6	131,1	112,9	103,4	92,7	82,1	70,7	9,9	13,2		74,0	64,8	
0,40	72,4	138,0	118,8	108,8	97,6	86,4	74,4	10,4	13,7	0,930	78,1	68,4	7,1
42	74,2	144,9	124,7	114,2	102,5	90,7	78,1	10,9	14,3	(0,076)	82,2	72,0	(2,5)
44	76,0	151,8	130,7	119,7	107,4	95,0	81,8	11,4	14,9		86,3	75,6	
46	77,7	158,7	136,6	125,1	112,2	99,4	85,6	12,0	15,5		90,3	79,2	
48	79,3	165,6	142,6	130,6	117,1	103,7	89,3	12,5	16,0		94,4	82,8	
0,50	81,0	172,5	148,5	136,0	122,0	108,0	93,0	13,0	16,6	0,934	98,5	86,4	7,0
52	82,6	179,4	154,4	141,4	126,9	112,3	96,7	13,5	17,2	(0,071)	102,6	90,0	(2,6)
54	84,2	186,3	160,4	146,9	131,8	116,6	100,4	14,0	17,7		106,7	93,6	
56	85,7	193,2	166,3	152,3	136,6	121,0	104,2	14,6	18,8		110,7	97,2	
58	87,2	200,1	172,3	157,8	141,5	125,3	107,9	15,1	18,8		114,8	100,8	
0,60	88,7	207,0	178,2	163,2	146,4	129,6	111,6	15,6	19,4	0,937	118,9	104,4	6,9
64	91,6	220,8	190,1	174,1	156,2	138,2	119,0	16,6	20,5	(0,067)	127,2	111,7	(2,7)
68	94,4	234,6	202,0	185,0	165,9	146,9	126,5	17,7	21,6		135,5	118,9	
72	97,2	248,4	213,8	195,8	175,7	155,5	133,9	18,7	22,7		143,7	126,2	
76	99,8	262,2	225,7	206,7	185,4	164,2	141,4	19,8	23,8		152,0	133,4	
0,80	102,4	276,0	237,6	217,6	195,2	172,8	148,8	20,8	24,9	0,941 (0,062)	160,3	140,7	6,7 (2,9)
	$C_i' =$	4,85	4,6	4,45	4,4	4,3	4,2	C_i' siehe S. 65.					
	$\varkappa C_i'' =$	4,4	4,3	4,2	4,1	4,05	4,05	$\frac{1}{\varkappa}$ siehe S. 89.					

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Fortsetzung für $p = 9$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_o}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$	bei $\frac{l}{l} = 0{,}06$		C_i
Indic. Spann. $p_i =$		2,58	2,22	2,08	1,82	1,61	1,38				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		
											ohne	mit	
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)								(μ)	vollk. Compr.		(c)
0,80	102,4	276	238	218	195	173	149	21	25	0,941	160	141	6,7
84	105,0	290	249	228	205	181	156	22	26	(0,062)	168	148	(2,9)
88	107,4	304	261	239	215	190	164	23	27		176	155	
92	109,8	317	273	250	225	199	171	24	28		185	162	
96	112,2	331	285	261	234	207	178	25	29		193	169	
1,00	115	345	297	272	244	216	186	26	30	0,942	201	177	6,65
05	117	362	312	286	256	227	195	27	32	(0,061)	211	186	(3,1)
10	120	379	327	299	268	238	205	29	33		221	195	
15	123	397	341	313	281	248	214	30	35		232	204	
20	125	414	356	326	293	259	223	31	36		242	213	
1,25	128	431	371	340	305	270	232	32	37	0,943	252	222	6,6
30	131	448	386	354	317	281	242	34	39	(0,060)	263	231	(3,2)
35	133	465	401	367	329	292	251	35	40		273	240	
40	135	483	416	381	342	302	260	36	42		283	249	
45	138	500	431	394	354	313	270	38	43		294	259	
1,50	140	517	445	408	366	324	279	39	44	0,945	304	267	6,5
60	145	552	475	435	390	346	298	42	47	(0,059)	325	286	(3,3)
70	149	586	505	462	415	367	316	44	49		346	304	
80	154	621	535	490	439	389	335	47	52		366	322	
90	158	655	564	517	464	410	353	49	54		387	340	
2,00	162	690	594	544	488	432	372	52	57	0,946	408	358	6,4
10	166	724	624	571	512	454	391	55	59	(0,057)	429	377	(3,5)
20	170	759	653	598	537	475	409	57	62		449	395	
30	174	793	683	626	561	497	428	60	64		470	414	
40	177	828	713	653	586	518	446	62	67		491	432	
2,50	181	862	742	680	610	540	465	65	69	0,947	512	450	6,4
60	185	897	772	707	634	562	484	68	72	(0,056)	533	469	(3,6)
70	188	931	802	734	659	583	502	70	74		554	487	
80	192	966	832	762	683	605	521	73	77		575	506	
90	195	1000	861	789	708	626	539	75	79		596	524	
3,00	198	1035	891	816	732	648	558	78	82	0,949	617	543	6,4
20	205	1104	950	870	781	691	595	83	87	(0,054)	659	580	(3,7)
40	211	1173	1010	925	830	734	632	88	92		701	617	
60	217	1242	1069	979	878	778	670	94	97		742	653	
80	223	1311	1129	1034	927	821	707	99	102		784	690	
4,00	229	1380	1188	1088	976	864	744	104	107	0,951	826	727	6,35
20	235	1449	1247	1142	1025	907	781	109	112	(0,052)	868	764	(3,9)
40	240	1518	1307	1197	1074	950	818	114	117		910	801	
60	246	1587	1366	1251	1122	994	856	120	122		952	838	
80	251	1656	1426	1306	1171	1037	893	125	127		994	875	
5,00	256	1725	1485	1360	1220	1080	930	130	132	0,952	1035	912	6,3
20	261	1794	1544	1414	1269	1123	967	135	137	(0,050)	1077	949	(4,0)
40	266	1863	1604	1469	1318	1166	1004	140	142		1120	986	
60	271	1932	1663	1523	1366	1210	1042	146	147		1162	1024	
80	276	2001	1723	1578	1415	1253	1079	151	152		1204	1061	
6,00	281	2070	1782	1632	1464	1296	1116	156	157	0,954	1246	1098	6,3
20	285	2139	1841	1686	1513	1339	1153	161	162	(0,049)	1288	1135	(4,05)
40	290	2208	1901	1741	1562	1382	1190	166	167		1330	1172	
60	294	2277	1960	1795	1610	1426	1228	172	172		1373	1210	
80	299	2346	2020	1850	1659	1469	1265	177	177		1415	1247	
7,00	303	2415	2079	1904	1708	1512	1302	182	182	0,955 (0,047)	1457	1284	6,25 (4,1)

Cylindervolum.-Verhältnis $v : V$

Woolf- (und Tandem-) System $v : V = 0{,}28$ bis $0{,}25$

Compound-System $v : V = 0{,}35$ bis $0\,30$

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Absol. Admiss.-Spannung $p = 10$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_o}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$	bei $\frac{l}{l} = 0{,}06$		
Indic. Spann. $p_i =$		2,89	2,49	2,28	2,05	1,81	1,56				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		C_i (c)
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)								(μ)	ohne vollk. Compr.	mit	
0,080	32,4	30,8	26,6	24,3	21,8	19,3	16,6	2,3	4,0	0,902	16,1	14,0	7,95
084	33,2	32,3	27,9	25,5	22,9	20,2	17,5	2,4	4,2	(0,108)	16,9	14,8	(1,8)
088	34,0	33,9	29,2	26,8	24,0	21,2	18,3	2,5	4,3		17,8	15,5	
092	34,7	35,4	30,5	28,0	25,1	22,2	19,1	2,6	4,5		18,7	16,3	
096	35,5	37,0	31,9	29,2	26,2	23,1	20,0	2,7	4,6		19,5	17,0	
0,100	36,2	38,5	33,2	30,4	27,3	24,1	20,8	2,8	4,8	0,906	20,4	17,8	7,8
105	37,1	40,4	34,9	31,9	28,7	25,3	21,8	3,0	5,0	(0,104)	21,5	18,8	(1,9)
110	38,0	42,3	36,5	33,4	30,0	26,5	22,9	3,1	5,1		22,6	19,8	
115	38,8	44,3	38,2	35,0	31,4	27,7	23,9	3,2	5,3		23,7	20,8	
120	39,7	46,2	39,8	36,5	32,8	28,9	25,0	3,4	5,5		24,8	21,7	
0,125	40,5	48,1	41,5	38,0	34,1	30,1	26,0	3,5	5,6	0,909	25,9	22,7	7,65
130	41,3	50,0	42,2	39,5	35,5	31,3	27,0	3,7	5,8	(0,100)	27,0	23,7	(2,0)
135	42,1	51,9	44,8	41,0	36,8	32,5	28,1	3,8	6,0		28,1	24,7	
140	42,8	53,9	46,5	42,6	38,2	33,7	29,1	3,9	6,2		29,3	25,7	
145	43,6	55,8	48,1	44,1	39,6	34,9	30,2	4,1	6,3		30,4	26,6	
0,150	44,4	57,7	49,8	45,6	40,9	36,1	31,2	4,2	6,5	0,913	31,4	27,6	7,5
160	45,8	61,6	53,1	48,6	43,7	38,6	33,3	4,5	6,8	(0,096)	33,7	29,5	(2,1)
170	47,2	65,4	56,4	51,7	46,4	41,0	35,4	4,8	7,2		35,9	31,5	
180	48,6	69,3	59,8	54,7	49,1	43,4	37,4	5,1	7,5		38,1	33,5	
190	49,9	73,1	63,1	57,8	51,9	45,8	39,5	5,3	7,9		40,4	35,4	
0,200	51,2	77,0	66,4	60,8	54,6	48,2	41,6	5,6	8,2	0,918	42,6	37,4	7,2
210	52,6	80,8	69,7	63,8	57,3	50,6	43,7	5,9	8,5	(0,090)	44,9	39,4	(2,3)
220	53,7	84,7	73,0	66,9	60,1	53,0	45,8	6,2	8,8		47,1	41,4	
230	54,9	88,5	76,4	69,9	62,8	55,4	47,8	6,5	9,1		49,4	43,4	
240	56,1	92,4	79,7	73,0	65,5	57,8	49,9	6,8	9,4		51,7	45,4	
0,250	57,3	96,2	83,0	76,0	68,2	60,2	52,0	7,0	9,7	0,921	53,9	47,5	7,1
260	58,4	100,1	86,3	79,0	71,0	62,7	54,1	7,3	10,1	(0,085)	56,2	49,5	(2,4)
270	59,6	103,9	89,6	82,1	73,7	65,1	56,2	7,6	10,4		58,5	51,5	
280	60,6	107,8	93,0	85,1	76,4	67,5	58,2	7,9	10,7		60,7	53,5	
290	61,7	111,6	96,3	88,2	79,2	69,9	60,3	8,2	11,0		63,0	55,5	
0,30	62,7	115,5	99,6	91,2	81,9	72,3	62,4	8,5	11,3	0,925	65,3	57,5	7,0
32	64,8	123,2	106,2	97,3	87,4	77,1	66,6	9,0	11,9	(0,082)	69,9	61,6	(2,5)
34	66,8	130,9	112,9	103,4	92,8	81,9	70,7	9,6	12,5		74,5	65,6	
36	68,7	138,6	119,5	109,4	98,3	86,8	74,9	10,1	13,1		79,1	69,7	
38	70,6	146,3	126,2	115,5	103,7	91,6	79,0	10,7	13,7		83,7	73,8	
0,40	72,4	154,0	132,8	121,6	109,2	96,4	83,2	11,3	14,2	0,930	88,3	77,9	6,8
42	74,2	161,7	139,4	127,7	114,7	101,2	87,4	11,8	14,8	(0,076)	93,0	82,0	(2,7)
44	76,0	169,4	146,1	133,8	120,1	106,0	91,5	12,4	15,4		97,6	86,0	
46	77,7	177,1	152,7	139,8	125,6	110,9	95,7	12,9	16,0		102,2	90,1	
48	79,3	184,8	159,4	145,9	131,0	115,7	99,8	13,5	16,6		106,8	94,2	
0,50	81,0	192,5	166,0	152,0	136,5	120,5	104,0	14,1	17,2	0,934	111,4	98,3	6,7
52	82,6	200,2	172,6	158,1	142,0	125,3	108,2	14,7	17,8	(0,071)	116,0	102,4	(2,8)
54	84,2	207,9	179,3	164,2	147,4	130,1	112,3	15,2	18,4		120,7	106,5	
56	85,7	215,6	185,9	170,2	152,9	135,0	116,5	15,8	18,9		125,3	110,5	
58	87,2	223,3	192,6	176,3	158,3	139,8	120,6	16,3	19,5		130,0	114,6	
0,60	88,7	231,0	199,2	182,4	163,8	144,6	124,8	16,9	20,1	0,937	134,6	118,7	6,6
64	91,6	246,4	212,5	194,6	174,7	154,2	133,1	18,0	21,2	(0,067)	143,9	127,0	(3,0)
68	94,4	261,8	225,8	206,7	185,6	163,9	141,4	19,2	22,4		153,2	135,2	
72	97,2	277,2	239,0	218,9	196,6	173,5	149,8	20,3	23,6		162,6	143,5	
76	99,8	292,6	252,3	231,0	207,5	183,2	158,1	21,4	24,7		171,9	151,7	
0,80	102,4	308,0	265,6	243,2	218,4	192,8	166,4	22,6	25,8	0,941 (0,062)	181,2	160,0	6,5 (3,2)
	$C_i' =$	4,8	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	C_i'' siehe S. 65.					
	$x\, C_i'' =$	4,4	4,3	4,2	4,1	4,0	4,0	$\frac{1}{x}$ siehe S. 89.					

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Fortsetzung für $p = 10$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_o}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$	bei $\frac{l}{l} = 0{,}06$		C_i
Indic. Spann. $p_i =$		2,89	2,49	2,28	2,05	1,81	1,56				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		
											ohne	mit	
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)								(μ)	vollk. Compr.		(c)
0,80	102,4	308	266	243	218	193	165	23	26	0,941	181	160	6,5
84	105,0	323	279	255	229	202	175	24	27	(0,062)	190	168	(3,2)
88	107,4	339	292	268	240	212	183	25	28		200	176	
92	109,8	354	305	280	251	222	191	26	29		209	185	
96	112,2	370	319	292	262	231	200	27	31		218	193	
1,00	115	385	332	304	273	241	208	28	32	0,942	227	201	6,5
05	117	404	349	319	287	253	218	30	33	(0,061)	239	211	(3,3)
10	120	423	365	334	300	265	229	31	34		251	221	
15	123	443	382	350	314	277	239	32	36		262	232	
20	125	462	398	365	328	289	250	34	37		274	242	
1,25	128	481	415	380	341	301	260	35	39	0,943	285	252	6,45
30	131	500	422	395	355	313	270	37	40	(0,060)	297	263	(3,4)
35	133	519	448	410	368	325	281	38	41		30)	273	
40	135	539	465	426	382	337	291	39	43		320	284	
45	138	558	481	441	396	349	302	41	44		332	294	
1,50	140	577	498	456	409	361	312	42	46	0,945	343	304	6,4
60	145	616	531	486	437	386	333	45	49	(0,059)	367	325	(3,5)
70	149	654	564	517	464	410	354	48	52		390	345	
80	154	693	598	547	491	434	374	51	54		413	366	
90	158	731	631	578	519	458	395	53	57		436	386	
2,00	162	770	664	608	546	482	416	56	60	0,946	460	407	6,3
10	166	808	697	638	573	506	437	59	63	(0,057)	483	428	(3,7)
20	170	847	730	669	601	530	458	62	65		507	448	
30	174	885	764	699	628	554	478	65	68		530	469	
40	177	924	797	730	655	578	499	68	70		554	490	
2,50	181	962	830	760	682	602	520	70	73	0,947	578	511	6,25
60	185	1001	863	790	710	627	541	73	76	(0,056)	601	532	(3,8)
70	188	1039	896	821	737	651	562	76	78		625	552	
80	192	1078	930	851	764	675	582	79	81		648	573	
90	195	1116	963	882	792	699	603	82	83		672	594	
3,00	198	1155	996	912	819	723	624	85	86	0,949	696	615	6,25
20	205	1232	1062	973	874	771	666	90	91	(0,054)	743	657	(3,9)
40	211	1309	1129	1034	928	819	707	96	96		790	699	
60	217	1386	1195	1094	983	868	749	101	102		837	741	
80	223	1463	1262	1155	1037	916	790	107	107		885	782	
4,00	229	1540	1328	1216	1092	964	832	113	112	0,951	932	824	6,2
20	235	1617	1394	1277	1147	1012	874	118	117	(0,052)	979	866	(4,1)
40	240	1694	1461	1338	1201	1060	915	124	122		1026	908	
60	246	1771	1527	1398	1256	1109	957	129	128		1074	950	
80	251	1848	1594	1459	1310	1157	998	135	133		1121	992	
5,00	256	1925	1660	1520	1365	1205	1040	141	138	0,952	1168	1034	6,15
20	261	2002	1726	1581	1420	1253	1082	147	143	(0,050)	1216	1076	(4,2)
40	266	2079	1793	1642	1474	1301	1123	152	148		1264	1118	
60	271	2156	1859	1702	1529	1350	1165	158	154		1311	1160	
80	276	2233	1926	1763	1583	1398	1206	163	159		1359	1203	
6,00	281	2310	1992	1824	1638	1446	1248	169	164	0,954	1407	1245	6,1
20	285	2387	2058	1885	1693	1494	1290	175	169	(0,049)	1454	1287	(4,25)
40	290	2464	2125	1946	1747	1542	1331	180	174		1502	1329	
60	294	2541	2191	2006	1802	1591	1373	186	180		1549	1372	
80	299	2618	2258	2067	1856	1639	1414	192	185		1597	1414	
7,00	303	2695	2324	2128	1911	1687	1456	197	190	0,955 (0,047)	1644	1456	6,1 (4,3)

Cylindervolum.-Verhältnis $v : V$

Woolf- (und Tandem-) System $v : V = 0{,}27$ bis $0{,}24$

Compound-System $v : V = 0{,}33$ bis $0{,}28$

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Absol. Admiss.-Spannung $p = 11$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_0}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$	bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$	
Indic. Spann. $p_i =$		3,20	2,76	2,53	2,28	2,01	1,74				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$	C_i (c)
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)								(μ)	ohne vollk. Compr.	mit
0,080	32,4	34,2	29,4	27,0	24,3	21,4	18,6	2,4	4,1	0,902	15,6	13,4	7,65
084	33,2	35,9	30,9	28,3	25,5	22,5	19,5	2,6	4,3	(0,108)	16,5	14,1	(1,9)
088	34,0	37,6	32,3	29,7	26,8	23,6	20,4	2,7	4,5		17,3	14,8	
092	34,7	39,3	33,8	31,0	28,0	24,6	21,3	2,8	4,6		18,1	15,6	
096	35,5	41,0	35,3	32,4	29,2	25,7	22,3	2,9	4,8		18,9	16,3	
0,100	36,2	42,7	36,8	33,7	30,4	26,8	23,2	3,1	5,0	0,906	19,7	17,0	7,5
105	37,1	44,8	38,6	35,4	31,9	28,1	24,4	3,2	5,2	(0,104)	20,8	17,9	(2,0)
110	38,0	47,0	40,5	37,1	33,4	29,5	25,5	3,4	5,3		21,9	18,9	
115	38,8	49,1	42,3	38,7	35,0	30,8	26,7	3,5	5,5		23,0	19,8	
120	39,7	51,2	44,2	40,4	36,5	32,2	27,8	3,7	5,7		24,1	20,7	
0,125	40,5	53,3	46,0	42,1	38,0	33,5	29,0	3,8	5,8	0,909	25,1	21,7	7,4
130	41,8	55,5	47,8	43 8	39,5	34,8	30,2	4,0	6,0	(0,100)	26,2	22,6	(2,1)
135	42,1	57,6	49,7	45,5	41,0	36,2	31,3	4,1	6,2		27,3	23,6	
140	42,8	59,7	51,5	47,1	42,6	37,5	32,5	4,3	6,4		28,4	24,5	
145	43,6	61,9	53,4	48,8	44,1	38,9	33,6	4,4	6,5		29,5	25,4	
0,150	44,4	64,0	55,2	50,5	45,6	40,2	34,8	4,6	6,7	0,913	30,6	26,4	7,25
160	45,8	68,3	58,9	53,9	48,6	42,9	37,1	4,9	7,1	(0,096)	32,7	28,3	(2,2)
170	47,2	72,6	62,6	57,3	51,7	45,6	39,4	5,2	7,4		34,9	30,1	
180	48,6	76,9	66,2	60,7	54,7	48,2	41,8	5,5	7,8		37,1	32,0	
190	49,9	81,1	69,9	64,0	57,8	50,9	44,1	5,8	8,1		39,2	33,9	
0,200	51,3	85,4	73,6	67,4	60,8	53,6	46,4	6,1	8,5	0,918	41,4	35,8	7,0
210	52,6	89,7	77,3	70,8	63,8	56,3	48,7	6,4	8,8	(0,090)	43,6	37,7	(2,4)
220	53,7	93,9	81,0	74,1	66,9	59,0	51,0	6,7	9,1		45,8	39,6	
230	54,9	98,2	84,6	77,5	69,9	61,6	53,4	7,0	9,5		48,0	41,6	
240	56,1	102,5	88,3	80,9	73,0	64,3	55,7	7,4	9,8		50,2	43,5	
0,250	57,3	106,7	92,0	84,2	76,0	67,0	58,0	7,7	10,1	0,921	52,4	45,4	6,9
260	58,4	111,0	95,7	87,6	79,0	69,7	60,3	8,0	10,4	(0,085)	54,6	47,3	(2,5)
270	59,5	115,3	99,4	91,0	82,1	72,4	62,6	8,3	10,7		56,8	49,3	
280	60,6	119,6	103,0	94,4	85,1	75,0	65,0	8,6	11,1		59,0	51,2	
290	61,7	123,8	106,7	97,7	88,2	77,7	67,3	8,9	11,4		61,2	53,1	
0,30	62,7	128,1	110,4	101,1	91,2	80,4	69,6	9,2	11,7	0,925	63,4	55,1	6,8
32	64,8	136,6	117,7	107,8	97,3	85 8	74,2	9,8	12,3	(0,082)	67,9	59,0	(2,6)
34	66,8	145,2	125,1	114,6	103,4	91,1	78,9	10,4	12,9		72,4	62,9	
36	68,7	153,7	132,5	121,3	109,4	96,5	83,5	11,0	13,5		76,9	66,8	
38	70,6	162,3	139,8	128,1	115,5	101,8	88,2	11,6	14,1		81,3	70,7	
0,40	72,4	170,8	147,2	134,8	121,6	107,2	92,8	12,2	14,7	0,930	85,8	74,6	6,6
42	74,2	179,3	154,6	141,5	127,7	112,6	97,4	12,8	15,4	(0,076)	90,3	78,5	(2,8)
44	76,0	187,9	161,9	148,3	133,8	117,9	102,1	13,4	16,0		94,8	82,4	
46	77,7	196,4	169,3	155,0	139,8	123,3	106,7	14,1	16,6		99,2	86,3	
48	79,3	205,0	176,6	161,8	145,9	128,6	111,4	14,7	17,2		103,7	90,2	
0,50	81,0	213,5	184,0	168,5	152,0	134,0	116,0	15,3	17,8	0,934	108,2	94,2	6,55
52	82,6	222,0	191,4	175,2	158,1	139,4	120,6	15,9	18,4	(0,071)	112,8	98,1	(2,9)
54	84,2	230,6	198,7	182,0	164,2	144,7	125,3	16,5	19,0		117,4	102,0	
56	85,7	239,1	206,1	188,7	170,2	150,1	129,9	17,1	19,6		122,0	106,0	
58	87,2	247,7	213,4	195,5	176,3	155,4	134,6	17,7	20,2		126,6	109,9	
0,60	88,7	256,2	220,8	202,2	182,4	160,8	139,2	18,4	20,8	0,937	131,2	113,8	6,5
64	91,6	273,3	235,5	215,7	194,6	171,5	148,5	19,6	22,0	(0,067)	140,3	121,7	(3,05)
68	94,4	290,4	250,2	229,2	206,7	182,2	157,8	20,8	23,2		149,3	129,7	
72	97,2	307,4	265,0	242,6	218,9	193,0	167,0	22 0	24,4		158,4	137,6	
76	99,8	324,5	279,7	256,1	231,0	203,7	176,3	23,2	25,6		167,4	145,6	
0,80	102,4	341,6	294,4	269,6	243,2	214,4	185,6	24,5	26,8	0,941 (0,062)	176,5	153,5	6,4 (3,3)
	$C_i' =$	4,8	4,5	4,3	4,25	4,2	4,1	C_i''' siehe S. 65.					
	$\varkappa C_i'' =$	4,35	4,25	4,15	4,1	4,0	3,9	$\frac{1}{\varkappa}$ siehe S. 89.					

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Fortsetzung für $p = 11$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_s}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_o}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$ (μ)	bei $\frac{l}{l} = 0{,}05$		
Indic. Spann. $p_i =$		3,20	2,76	2,53	2,28	2,01	1,74				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		C_i (c)
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)									ohne vollk. Compr.	mit	
0,80	102,4	342	294	270	243	214	186	24	27	0,941	176	153	6,4
84	105,0	359	309	283	255	225	195	26	28	(0,062)	185	161	(3,3)
88	107,4	376	323	297	268	236	204	27	29		194	169	
92	109,8	393	338	310	280	246	213	28	30		203	177	
96	112,2	410	353	324	292	257	223	29	32		212	185	
1,00	115	427	368	337	304	268	232	31	33	0,942	222	193	6,25
05	117	448	386	354	319	281	244	32	34	(0,061)	233	202	(3,5)
10	120	470	405	371	334	295	255	34	36		244	212	
15	123	491	423	387	350	308	267	35	37		255	222	
20	125	512	442	404	365	322	278	37	39		267	232	
1,25	128	533	460	421	380	335	290	38	40	0,943	278	242	6,2
30	131	555	478	438	395	348	302	40	42	(0,060)	289	251	(3,6)
35	133	576	497	455	410	362	313	41	43		301	261	
40	135	597	515	471	426	375	325	43	45		312	271	
45	138	619	534	488	441	389	336	44	46		323	281	
1,50	140	640	552	505	456	402	348	46	48	0,945	335	291	6,2
60	145	683	589	539	486	429	371	49	51	(0,059)	357	311	(3,7)
70	149	726	626	573	517	456	394	52	54		380	331	
80	154	769	662	607	547	482	418	55	57		402	350	
90	158	811	699	640	578	509	441	58	60		425	370	
2,00	162	854	736	674	608	536	464	61	63	0,946	447	390	6,1
10	166	897	773	708	638	563	487	64	66	(0,057)	470	410	(3,9)
20	170	939	810	741	669	590	510	67	68		493	430	
30	174	982	846	775	699	616	534	70	71		516	450	
40	177	1025	883	809	730	643	557	74	74		539	470	
2,50	181	1067	920	842	760	670	580	77	76	0,947	562	490	6,1
60	185	1110	957	876	790	697	603	80	79	(0,056)	585	510	(4,0)
70	188	1153	994	910	821	724	626	83	82		608	530	
80	192	1195	1030	944	851	750	650	86	85		631	550	
90	195	1238	1067	977	882	777	673	89	87		654	570	
3,00	198	1281	1104	1011	912	804	696	92	90	0,949	678	590	6,05
20	205	1366	1177	1078	973	858	742	98	95	(0,054)	724	631	(4,1)
40	211	1452	1251	1146	1034	911	789	104	101		770	671	
60	217	1537	1325	1213	1094	965	835	110	106		816	711	
80	223	1623	1398	1281	1155	1018	882	116	112		862	751	
4,00	229	1708	1472	1348	1216	1072	928	122	117	0,951	908	792	6,0
20	235	1793	1546	1415	1277	1126	974	128	122	(0,052)	954	832	(4,3)
40	240	1879	1619	1483	1338	1179	1021	134	128		1000	872	
60	246	1964	1693	1550	1398	1233	1067	141	133		1046	913	
80	251	2050	1766	1618	1459	1286	1114	147	139		1092	953	
5,00	256	2135	1840	1685	1520	1340	1160	153	144	0,952	1139	993	5,95
20	261	2220	1914	1752	1581	1394	1206	159	149	(0,050)	1185	1034	(4,4)
40	266	2306	1987	1820	1642	1447	1253	165	155		1232	1074	
60	271	2391	2051	1887	1702	1501	1299	171	160		1278	1115	
80	276	2477	2134	1955	1763	1554	1346	177	166		1325	1155	
6,00	281	2562	2208	2022	1824	1608	1392	184	171	0,954	1371	1196	5,9
20	285	2647	2282	2089	1885	1662	1438	190	176	(0,049)	1417	1236	(4,45)
40	290	2733	2355	2157	1946	1715	1485	196	182		1463	1277	
60	294	2818	2429	2224	2006	1769	1531	202	187		1510	1317	
80	299	2904	2502	2292	2067	1822	1578	208	193		1556	1358	
7,00	303	2989	2576	2359	2128	1876	1624	214	198	0,955 (0,047)	1602	1398	5 9 (4,5)

Cylindervolum.-Verhältnis $v : V$

Woolf- (und Tandem-) System $v : V = 0{,}26$ bis $0{,}22$

Compound-System $v : V = 0{,}31$ bis $0{,}26$

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Absol. Admiss.-Spannung $p = 12$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_0}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$ (μ)	bei $\frac{4}{l} = 0{,}05$	
Indic. Spann. $p_i =$		8,51	8,03	2,78	2,50	2,21	1,91				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$	C_i (c)
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)									ohne / vollk. Compr.	mit
0,080	32,4	37,4	32,3	29,7	26,6	23,6	20,4	2,6	4,2	0,902	17,5	15,1	7,5
084	33,2	39,3	33,9	31,2	28,0	24,8	21,4	2,8	4,4	(0,108)	18,4	15,9	(2,0)
088	34,0	41,2	35,6	32,6	29,3	26,0	22,4	2,9	4 6		19,3	16,7	
092	34,7	43,0	37,2	34,1	30,6	27,1	23,5	3,0	4,7		20,3	17,5	
096	35,5	44,9	38,8	35,6	32,0	28,3	24,5	3,2	4,9		21,2	18,3	
0,100	36,2	46,8	40,4	37,1	33,3	29,5	25,5	3,3	5,1	0,906	22,1	19,1	7,3
105	37,1	49,1	42,4	38,9	35,0	31,0	26,8	3,5	5,3	(0,104)	23,3	20,1	(2,1)
110	38,0	51,5	44,4	40,8	36,6	32,4	28,0	3,6	5,5		24,5	21,0	
115	38,8	53,8	46,5	42,7	38,3	33,9	29,3	3,8	5,7		25,7	21,9	
120	39,7	56,2	48,5	44,5	40,0	35,4	30,6	4,0	5,9		26,9	22,9	
0,125	40,6	58,5	50,5	46,4	41,6	36,9	31,9	4,1	6,0	0,909	28,0	23,8	7,2
130	41,8	60,8	52,5	48,2	43,3	38,3	33,1	4,3	6,2	(0,100)	29,2	24,8	(2,2)
135	42,1	63,2	54,5	50,1	44,9	39,8	34,4	4,4	6,4		30,4	25,7	
140	42,8	65,5	56,6	51,9	46,6	41,3	35,7	4.6	6,6		31,6	26,7	
145	43,8	67,9	58,6	53,8	48,3	42,8	37,0	4,8	6,8		32,8	27,6	
0,150	44,4	70,2	60,6	55,6	49,9	44,2	38,2	4,9	7,0	0,913	34,0	28,6	7,0
160	45,8	74,9	64,6	59,4	53,3	47,2	40,8	5,3	7,4	(0,096)	36,4	30,9	(2,3)
170	47,2	79,6	68,7	63,1	56,6	50,1	43,3	5,6	7,7		38,8	33,1	
180	48,6	84,2	72,7	66,8	59,9	53,1	45,9	5,9	8,1		41,2	35,4	
190	49,9	88,9	76,8	70,5	63,3	56,0	48,4	6,2	8,4		43,6	37,7	
0,200	51,2	93,6	80,8	74,2	66,6	59,0	51,0	6,6	8,8	0,918	46,1	40,0	6,7
210	52,8	98,3	84,8	77,9	69,9	61,9	53,5	6,9	9,1	(0,090)	48,5	42,2	(2,5)
220	53,7	103,0	88,9	81,6	73,3	64,9	56,1	7,3	9,5		51,0	44,3	
230	54,9	107,6	92,9	85,3	76,6	67,8	58,6	7,6	9,8		53 5	45,5	
240	56,1	112,3	97,0	89,0	79,9	70,8	61,2	7,9	10,1		55,9	48,6	
0,250	57,8	117,0	101,0	92,7	83,2	73,7	63,7	8,2	10,4	0,921	58,4	50,8	6,7
260	58,4	121,7	105,0	96,5	86,6	76,7	66,3	8,6	10,8	(0,085)	60,8	52,9	(2,6)
270	59,5	126,4	109,1	100,2	89,9	79,6	68,8	8,9	11,1		63,3	55,1	
280	60,6	131,0	113,1	103,9	93,2	82,6	71,4	9,2	11,4		65,8	57,2	
290	61,7	135,7	117,2	107,6	96,6	85.5	73,9	9,6	11,8		68,2	59,4	
0,30	62,7	140,4	121,2	111,3	99,9	88,5	76,5	9,9	12,1	0,925	70,7	61,5	6,6
32	64,8	149,8	129,3	118,7	106,6	94,4	81,6	10,6	12,7	(0,082)	75,7	65,9	(2,7)
34	66,8	159,1	137,4	126,1	113,2	100 3	86,7	11,2	13,4		80,6	70,2	
36	68,7	168,5	145,4	133,6	119,9	105,2	91,8	11,9	14,0		85,6	74,6	
38	70,6	177,8	153,5	141,0	126,5	112,1	96,9	12,5	14,6		90,6	78,9	
0,40	72,4	187,2	161,6	148,4	133,2	118,0	102,0	13,2	15,2	0,930	95,6	83,3	6,5
42	74,2	196,6	169,7	155,8	139,9	123,9	107,1	13,9	15,9	(0,076)	100,6	87,7	(2,9)
44	76,0	205,9	177,8	163,2	146,5	129,8	112,2	14,5	16,5		105,6	92,0	
46	77,7	215,3	185,8	170,7	153,2	135,7	117,3	15,2	17,1		110,6	96,4	
48	79,3	224,6	193,9	178,1	159,8	141,6	122,4	15,8	17,8		115,6	100,7	
0,50	81,0	234,0	202,0	185,5	166,5	147,5	127,5	16,5	18,4	0,934	120,6	105,1	6,4
52	82,6	243,4	210,1	192,9	173,2	153,4	132,6	17,2	19,0	(0,071)	125,7	109,6	(3,06)
54	84,2	252,7	218,2	200,3	179,8	159,3	137,7	17,8	19,6		130,8	114,0	
56	85,7	262,1	226,2	207,8	186,5	165,2	142,8	18,5	20,3		135,8	118,5	
58	87,3	271,4	234,3	215,2	193,1	171,1	147,9	19,1	20,9		140,9	122,9	
0,60	88,7	280,8	242,4	222,6	199,8	177,0	153,0	19,8	21,5	0,937	146,0	127,4	6,3
64	91,6	299,5	258,6	237,4	213,1	188,8	163,2	21,1	22,8	(0,067)	156,0	136,1	(3,2)
68	94,4	318,2	274,7	252,3	226,4	200,6	173,4	22 4	24,0		166,0	144,8	
72	97,2	337,0	290,9	267,1	239.8	212,4	183,6	23,8	25 3		175,9	153,6	
76	99,8	355,7	307,0	282,0	253,1	224,2	193,8	25,1	26,5		185 9	162,3	
0,80	102,4	374,4	323,2	296,8	266,4	236,0	204,0	26,4	27,8	0,941 (0,062)	195,9	171,0	6,25 (3,5)
	$C_i' =$	4,8	4,5	4,3	4,2	4,15	4,0	C_i'' siehe S. 65.					
	$x\, C_i'' =$	4,35	4,25	4,15	4,05	3,95	3,9	$\frac{1}{x}$ siehe S. 89.					

Digitized by Google

Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit Hochdruck.

Fortsetzung für $p = 12$ kg od. Atm.

Reduc. Füll. $\frac{l}{l} =$		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Subtr. Compr. Lstg. $\frac{N_c}{c}$	Leerg. Lstg. $\frac{N_0}{c}$	$\frac{1}{1+\mu}$ (μ)	bei $\frac{l}{l} = 0{,}05$		
Indic. Spann. $p_i =$		8,51	3,03	2,78	2,50	2,21	1,91				Netto-Lstg. $\frac{N_n}{c}$		C_i (c)
O qm	D cm	Indic. Leistung $\frac{N_i}{c}$ in Pfdk. (pro 1 m)									ohne vollk. Compr.	mit	
0,80	*102,4*	374	323	297	266	236	204	26	28	0,941	196	171	6,25
84	*105,0*	393	339	312	280	248	214	28	29	(0,062)	206	180	(3,5)
88	*107,4*	412	356	326	293	260	224	29	30		216	188	
92	*109,8*	430	372	341	306	271	235	30	31		226	197	
96	*112,2*	449	388	356	320	283	245	32	33		236	206	
1,00	*115*	468	404	371	333	295	255	33	34	0,942	246	215	6,1
05	*117*	491	424	389	350	310	268	35	36	(0,061)	258	226	(3,7)
10	*120*	515	444	408	366	324	280	36	37		271	237	
15	*123*	538	465	427	383	339	293	38	39		284	247	
20	*125*	562	485	445	400	354	306	40	40		296	258	
1,25	*128*	585	505	464	416	369	319	41	42	0,943	309	269	6,05
30	*131*	608	525	482	433	383	331	43	44	(0,060)	321	280	(3,8)
35	*133*	632	545	501	449	398	344	44	45		334	291	
40	*135*	655	566	519	466	413	357	46	47		347	302	
45	*138*	679	586	538	483	428	370	48	48		359	313	
1,50	*140*	702	606	556	499	442	382	49	50	0,945	371	324	6,0
60	*145*	749	646	594	533	472	408	53	53	(0,059)	396	346	(3,9)
70	*149*	796	687	631	566	501	433	56	56		421	368	
80	*154*	842	727	668	599	531	459	59	60		446	389	
90	*158*	889	768	705	633	560	484	63	63		471	411	
2,00	*162*	936	808	742	666	590	510	66	66	0,946	496	433	6,0
10	*166*	983	848	779	699	619	535	69	69	(0,057)	521	455	(4,1)
20	*170*	1030	889	816	733	649	561	73	72		547	478	
30	*174*	1076	929	853	766	678	586	76	74		572	500	
40	*177*	1123	970	890	799	708	612	79	77		598	523	
2,50	*181*	1170	1010	927	832	737	637	82	80	0,947	623	545	5,95
60	*185*	1217	1050	965	866	767	663	86	83	(0,056)	649	567	(4,2)
70	*188*	1264	1091	1002	899	796	688	89	86		674	590	
80	*192*	1310	1131	1039	932	826	714	92	88		700	612	
90	*195*	1357	1172	1076	966	855	739	96	91		725	634	
3,00	*198*	1404	1212	1113	999	885	765	99	94	0,949	751	657	5,9
20	*205*	1498	1293	1187	1066	944	816	106	100	(0,054)	802	701	(4,3)
40	*211*	1591	1374	1261	1132	1003	867	112	105		853	746	
60	*217*	1685	1454	1336	1199	1062	918	119	111		904	791	
80	*223*	1778	1535	1410	1265	1121	969	125	116		955	835	
4,00	*229*	1872	1616	1484	1332	1180	1020	132	122	0,951	1006	880	5,9
20	*235*	1966	1697	1558	1399	1239	1071	139	128	(0,052)	1057	925	(4,5)
40	*240*	2059	1778	1632	1465	1298	1122	145	133		1108	970	
60	*246*	2153	1858	1707	1532	1357	1173	152	139		1159	1014	
80	*251*	2246	1939	1781	1598	1416	1224	158	144		1210	1059	
5,00	*256*	2340	2020	1855	1665	1475	1275	165	150	0,952	1261	1104	5,85
20	*261*	2434	2101	1929	1732	1534	1326	172	156	(0,050)	1313	1149	(4,6)
40	*266*	2527	2182	2003	1798	1593	1377	178	161		1364	1194	
60	*271*	2621	2262	2078	1865	1652	1428	185	167		1416	1240	
80	*276*	2714	2343	2152	1931	1711	1479	191	172		1467	1285	
6,00	*281*	2808	2424	2226	1998	1770	1530	198	178	0,954	1519	1330	5,8
20	*285*	2902	2505	2300	2065	1829	1581	205	184	(0,049)	1570	1375	(4,65)
40	*290*	2995	2586	2374	2131	1888	1632	211	190		1621	1419	
60	*294*	3089	2666	2449	2198	1947	1683	218	195		1672	1464	
80	*299*	3182	2747	2523	2264	2006	1734	224	201		1723	1508	
7,00	*303*	3276	2828	2597	2331	2065	1785	231	207	0,955 (0,047)	1774	1553	5,8 (4,7)

Cylindervolum.-Verhältnis $v : V$

Woolf- (und Tandem-) System $v : V = 0{,}25$ bis $0{,}21$

Compound-System $v : V = 0{,}28$ bis $0{,}25$

Digitized by Google

Digitized by Google

Berichtigung und Ergänzung zu den Heißdampfmaschinen.

Die auf S. 70 vorbehaltene Berichtigung des (dortselbst etwas knapp bewerteten) Reductions-Coëfficienten χ des Brennstoff-Verbrauches kann vorgenommen werden, indem man setzt:

für **einzelne** indirecte Überhitzer . . . . . $\chi = 1{,}10\ \psi$
„ „ directe „ . . . . . $\chi = 1{,}22\ \psi$ } I.

Bei **doppelter** Überhitzung setze man:

a) wenn der Hauptüberhitzer indirect und der Hilfsüberhitzer direct geheizt wird . . . . . $\chi = 1{,}15\ \psi$
b) wenn der Hauptüberhitzer direct und der Hilfsüberhitzer in demselben Ofen (indirect) mitgeheizt wird . . . . . $\chi = 1{,}17\ \psi$ } II.

Die auf S. 72 dargestellte Correction mittels

$\varphi = 0{,}96$ bei mäßiger Überhitzung,
$\varphi = 0{,}98$ bei mittelhoher „
$\varphi = 1{,}02$ bei sehr hoher „
$\varphi = 1{,}04$ bei höchster „

ist sodann **ganz** zur Geltung zu bringen, um durchaus plausible Brennstoffverbrauchs-Ziffern zu erhalten.

Sonach ergeben sich die corrigierten Werte von χ als Multiplen von ψ nach der folgenden Zusammenstellung:

Art der Überhitzung	Höhe der Überhitzung			
	mäßig	mittelhoch	sehr hoch	höchst
einfach, indirect . . . . . $\chi =$	1,045 ψ	1,08 ψ	1,12 ψ	1,14 ψ
„ direct . . . . . $\chi =$	1,16 ψ	1,20 ψ	1,24 ψ	1,27 ψ
doppelt:				
a) 1. indirect, 2. direct . . $\chi =$	1,09 ψ	1,13 ψ	1,17 ψ	.
b) 1. direct, 2. indirect . . $\chi =$	1,11 ψ	1,15 ψ	1,19 ψ	.

hierbei das Verhältnis der Speisewassermenge $\psi = \frac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C}$.

Die hiemit in leichtester Weise zu ermittelnden Verhältnisse χ des Brennstoffverbrauches (im Vergleiche mit dem Brennstoffverbrauch bei

Digitized by Google

Sattdampf) werden wohl jede sachlich verständige Controle zu bestehen geeignet sein.

Man wird hiernach finden, daß in den Tabellen S. 76 bis 81 der Brennstoff-Verbrauch für „sehr hohe“ und „höchste“ Überhitzung fast um 5 Procent, für „mittelhohe“ Überhitzung fast um 3 Procent zu knapp berechnet ist.

Auf die etwaige Frage, warum ich den Brennstoff-Verbrauch nicht schon ursprünglich mit dieser wohltätigen Correction berechnete, bemerke ich, daß ich die „Annähernde Bestimmung des Brennstoff-Verbrauches“ in § 12 erst während der typographischen Correctur (im April und Mai 1904) concipiert, und diese ergänzende Berichtigung knapp vor Erscheinen des Buches (im Juni 1904) erledigt habe.

Der Verfasser.

Digitized by Google

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker.

Unter Mitwirkung von Professor A. Kás verfaßt und herausgegeben

von

Josef Hrabák,

Oberbergrat und Professor an der k. k. Bergakademie in Pribram.

Dritte Auflage. In zwei Teilen.

Mit Textfiguren. — In Leinwand geb. Preis M. 16,—.

Die Drahtseile.

Alles Notwendige zur richtigen Beurteilung, Konstruktion und Berechnung derselben.

Eine der Praxis angepaßte wissenschaftliche Abhandlung

von

Josef Hrabák,

k. k. Hofrat emer. Professor der k. k. Bergakademie in Přibram.

Mit 72 Textfiguren und 14 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen.

Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch.

Von

E. Hausbrand,

Oberingenieur der Firma C. Heckmann in Berlin.

Mit 21 Textfiguren und 76 Tabellen.

Dritte, durchgesehene Auflage.

In Leinwand gebunden Preis M. 9,—.

Kondensation.

Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, einschließlich der Wasserrückkühlung.

Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker.

Von

F. J. Weiß,

Zivilingenieur in Basel.

Mit 96 Textfiguren. — In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Digitized by Google

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Dampfkessel.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken, sowie für Ingenieure und Techniker.

Von

F. Tetzner,

Oberlehrer an den Königl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund.

Mit 95 Textfiguren u. 34 lithogr. Tafeln. — In Leinw. geb. Preis M. 8,—.

Der Dampfkessel-Betrieb.

Allgemeinverständlich dargestellt.

Von

E. Schlippe,

Königl. Gewerberat zu Dresden.

Dritte, verbesserte u. vermehrte Auflage.

Mit zahlreichen Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 5,—.

Die Kontrolle des Dampfkessel-Betriebes

in Bezug auf

Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung.

Von

Paul Fuchs,

Ingenieur der Berliner Elektrizitätswerke.

Mit 16 Textfiguren. — Preis M. 2,40.

Dampfkessel-Feuerungen

zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung.

Im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure bearbeitet

von

F. Haier,

Ingenieur in Stuttgart.

Mit 301 Figuren im Text u. auf 22 lithogr. Tafeln. — In Leinw. geb. Preis M. 14,—.

Die Bedingungen für eine gute Regulierung.

Eine Untersuchung
der Regulierungsvorgänge bei Dampfmaschinen und Turbinen.

Von

J. Isaachsen,

Ingenieur.

Mit 34 Textfiguren. — Preis M. 2,—.

Der Reguliervorgang bei Dampfmaschinen.

Von

Dr. Ing. B. Rülf.

Mit 15 Textfiguren und 3 Tafeln. — Preis M. 2,—.

Steuerungstabellen für Dampfmaschinen

mit Erläuterungen nach dem Müllerschen Schieberdiagramme

und mit Berücksichtigung einer Pleuelstangenlänge
gleich dem fünffachen Kurbelradius, sowie beliebiger Exzenterstangenlänge
für einfache und Doppel-Schiebersteuerungen.

Von

Karl Reinhardt,

Ingenieur.

Mit zahlreichen Beispielen und Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 6,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Digitized by Google

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Von

Carl Leist,

Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Zugleich als Vierte Auflage des gleichnamigen Werkes von Emil Blaha.

(Zur Zeit vergriffen; neue Auflage unter der Presse.)

Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Einzylinder-Dampfmaschinen.

Ein Taschenbuch zum Gebrauch in der Praxis.

Von **Joseph Pechan.**

Professor des Maschinenbaues an der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg.

Mit 6 Textfiguren und 38 Tabellen. — In Leinw. geb. Preis M. 5,—.

Die Wärmeausnutzung bei der Dampfmaschine.

Von W. Lynen, Aachen.

Preis M. 1,—.

Geschichte der Dampfmaschine.

Ihre kulturelle Bedeutung, technische Entwickelung und ihre großen Männer.

Von

Konrad Matschoß,

Ingenieur.

Mit 188 Textfiguren, 2 Tafeln und 5 Bildnissen. — In Leinw. geb. Preis M. 10,—.

Die Berechnung der Centrifugalregulatoren.

Von W. Lynen,

Regierungs-Baumeister, Privatdozent an der Königl. Techn. Hochschule zu Berlin.

Mit 69 Textfiguren und 6 Tafeln. — In Leinw. geb. Preis M. 4,—.

Moderne Arbeitsmethoden im Maschinenbau.

Von

John T. Usher.

Autorisierte deutsche Bearbeitung von

A. Elfes,

Ingenieur.

Zweite, verbesserte Auflage.

Mit 275 Textfiguren. — In Leinwand geb. Preis M. 6,—.

Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau.

Von

A. Martens,

Professor und Direktor der Kgl. Mechan.-techn. Versuchsanstalt zu Berlin-Charlottenburg.

Erster Teil.

Materialprüfungswesen, Probiermaschinen und Meßinstrumente.

Mit 514 Textfiguren und 20 Tafeln. — In Leinwand geb. Preis M. 40,—.

Die Gebläse.

Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft.

Von

Albrecht von Ihering,

Kaiserl. Regierungsrat, Mitglied des kaiserl. Patentamtes,
Dozent an der Königl. Friedrich-Wilhelms-Universität zu Berlin.

Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage.

Mit 522 Textfiguren und 11 Tafeln. — In Leinwand geb. Preis M. 20,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Digitized by Google

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Hilfsbuch
für den
Maschinenbau.

Für Maschinentechniker
sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten.

Von
Fr. Freytag,
Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

—— Ein Band von 1016 Seiten mit 867 Textfiguren und 6 Tafeln. ——
In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.
In Leder gebunden Preis M. 12,—.

Die Dampfturbinen

mit einem Anhange über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen
und über die Gasturbine.

Von
Dr. A. Stodola,
Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich.

Zweite, bedeutend erweiterte Auflage.
Mit 241 Textfiguren und 2 lithogr. Tafeln. — In Leinw. geb. Preis M. 10,—.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren.

Handbuch
für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen.

Von
Hugo Güldner,
Oberingenieur, gerichtlich vereideter Sachverständiger für Motorenbau.

Zur Zeit vergriffen; zweite Auflage unter der Presse.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Digitized by Google

Digitized by Google

8908967220B

B89089672208A

Digitized by Google

Digitized by Google

8908967220 8

b89089672208a

Digitized by Google